



CENTRO UNIVERSITÁRIO UNIVATES
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR
DESMONTÁVEL PARA O RESFRIAMENTO DO MOSTO DE
CERVEJA ARTESANAL**

Fernando Sidnei Gerhardt

Lajeado, junho de 2017

Fernando Sidnei Gerhardt

**DESENVOLVIMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR
DESMONTÁVEL PARA O RESFRIAMENTO DO MOSTO DE
CERVEJA ARTESANAL**

Estudo apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Etapa II, do Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas, do Centro Universitário UNIVATES, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Lober Hermany

Lajeado, junho de 2017

AGRADECIMENTOS

Aos familiares, pai, mãe, amigos e em especial para minha esposa, que sempre me apoiaram e demonstraram compreensão nos momentos mais difíceis e turbulentos desta caminhada.

A todos os meus colegas de graduação, pelos anos de convivência, os quais, de uma forma ou outra, sempre me deram suporte para seguir em frente.

Ao professor Lober Hermany, pelo apoio e dedicação ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

A fabricação de cerveja artesanal tem crescido largamente nos últimos anos no Brasil, e cada dia mais adeptos dão os seus primeiros passos nessa atividade em suas próprias residências. Apesar da existência de vários cursos na área, muitos dos cervejeiros caseiros acabam enfrentando dificuldades na hora de produzir os seus lotes por falta de conhecimentos técnicos aprofundados a respeito de alguns dos processos envolvidos. Essas dificuldades aparecem principalmente durante o resfriamento do mosto e a manutenção do equipamento responsável por essa etapa da produção. O objetivo principal deste trabalho é desenvolver um trocador de calor para resfriamento de mosto de cerveja artesanal que possa ser facilmente desmontado, de forma a permitir ao usuário realizar manutenções preventivas visando a prevenção de incrustações. Para o projeto térmico foram utilizados teoremas de transferência de calor. O presente estudo vale-se de abordagem quantitativa e de natureza aplicada. Seu caráter é exploratório. Os valores de temperatura, principalmente do mosto que sai do protótipo de trocador de calor construído durante o curso desse estudo, são discutidos, avaliando-se o uso de tal dispositivo com base na faixa de temperatura admissível (inferior a 35°C) para o mosto resfriado. Em função do caráter transiente do escoamento de fluido quente obteve-se, durante os experimentos, valores de temperatura de saída do mesmo entre 35,2°C e 32,2°C. O dispositivo também se mostrou fácil de desmontar, bastando soltar apenas três parafusos para separar o tubo helicoidal do casco.

Palavras-chave: Cerveja artesanal. Trocadores de calor. Manutenção e higienização.

ABSTRACT

The homemade beer brewing have been growing up in the last few years in Brazil, and everyday more supporters are starting this activity in their own houses. Although there are a great number of classes about homemade brewing, most brewers have difficulties on producing the beer's batches, because of the technical knowledge lack about some of the process on brewing. These difficulties have been seen in the wort cooling process and on the equipment maintenance. The main purpose of this paper is to develop a heat exchanger machine for cooling the homemade beer wort, in a way that it can be easily disassembled for preventive maintenance, preventing adhesion of material in the machine. For the thermal project of the heat exchanger, it will be applied mass and heat transfer theories. This study is based on a quantitative approach and applied nature, and is an exploratory research. The temperature measures, especially of the wort that leaves the system designed, will be discussed, evaluating the viability and validity of using the designed device, considering permitted temperature (less than 35°C) for the wort, after cooling process. Because of the transient characteristics of the hot fluid flowing, values of outlet temperature between 35.2°C and 32.2°C have been obtained. The device was also easy to dismantle by simply loosening three screws to separate the helical tube from the helmet.

Key-words: Homemade beer. Heat exchanger. Maintenance and sanitation.

LISTA DE EQUAÇÕES

| | |
|---|----|
| Equação 1 - Equação do coeficiente global de transferência de calor | 25 |
| Equação 2 - Equação do coeficiente convectivo dos tubos | 25 |
| Equação 3 - Número de Reynolds para escoamento dentro dos tubos | 26 |
| Equação 4 - Equação de Colburn..... | 26 |
| Equação 5 - Nusselt segundo a correlação de Gnielinski | 27 |
| Equação 6 - Correlação de Petrukov..... | 27 |
| Equação 7 - Correlação de Pratt..... | 27 |
| Equação 8 - Número de Reynolds para escoamento do casco | 30 |
| Equação 9 - Cálculo do diâmetro médio equivalente | 31 |
| Equação 10 - Número de Nusselt para o casco..... | 31 |
| Equação 11 - Equação para o cálculo do coeficiente convectivo do casco | 32 |
| Equação 12 - Equação para a taxa de transferência de calor fluido quente | 33 |
| Equação 13 - Equação para a taxa de transferência de calor fluido frio | 33 |
| Equação 14 - Equação da taxa de transferência de calor do trocador | 33 |
| Equação 15 - Equação da média logarítmica das diferenças das temperaturas | 34 |
| Equação 16 - Equação da média logarítmica das diferenças das temperaturas para escoamento contracorrente e cruzado | 34 |
| Equação 17 - Equação da temperatura da camada limite média | 60 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Trocador de calor de duplo tubo..... | 23 |
| Figura 2 - Trocador de calor casco e tubo | 24 |
| Figura 3 - Trocador de calor helicoidal | 24 |
| Figura 4 - Configuração helicoidal..... | 28 |
| Figura 5 - Configurações típicas dos tubos em trocadores de calor..... | 29 |
| Figura 6 - Configurações de chicanas e tubos..... | 30 |
| Figura 7 - Organização retangular dos tubos | 31 |
| Figura 8 - <i>Chiller</i> de imersão..... | 40 |
| Figura 9 - Resfriador de tubos concêntricos | 41 |
| Figura 10 - Trocador de placas | 42 |
| Figura 11 - Esquema de utilização de um trocador de placas | 43 |
| Figura 12 - Esquema simplificado de CIP..... | 45 |
| Figura 13 - Fluxograma das atividades | 48 |
| Figura 14 - Termômetro tipo espeto Incoterm..... | 49 |
| Figura 15 - Proveta e cronômetro usados na coleta de vazão | 49 |
| Figura 16 - Termômetro penta III <i>full gauge controls</i> | 51 |
| Figura 17 - Layout do processo de resfriamento | 53 |
| Figura 18 - Montagem da proveta para obtenção das vazões de água fria | 55 |

| | |
|---|--------------------------------------|
| Figura 19 - Altura limite de escoamento da panela em função do registro | 56 |
| Figura 20 - Posicionamento da proveta para obtenção das vazões da panela ... | 57 |
| Figura 21 - Organização dos tubos em relação ao escoamento | 63 |
| Figura 22 - Vista explodida do modelamento do trocador de calor..... | 70 |
| Figura 23 - Vista em corte do trocador de calor..... | 71 |
| Figura 24 - Serpentina de duplo helicoide | 72 |
| Figura 25 - Protótipo em vista explodida | Erro! Indicador não definido. |
| Figura 26 - Distribuição dos sensores de temperatura..... | 75 |
| Figura 27 - Montagem dos sensores de temperatura | 76 |

LISTA DE GRÁFICOS

| | |
|---|----|
| Gráfico 1 - Diagrama para cálculo do fator F | 35 |
| Gráfico 2 - Vazão média em função dos instantes de tempo | 59 |
| Gráfico 3 - Comprimento em função do tempo de escoamento | 67 |
| Gráfico 4 - Comprimento em função da vazão mássica | 68 |
| Gráfico 5 - Temperaturas médias obtidas no experimento | 77 |
| Gráfico 6 - Diferença de temperatura de saída do fluido frio obtida no experimento e a temperatura calculada | 78 |
| Gráfico 7 - Taxa total de transferência de calor | 85 |
| Gráfico 8 - Diagrama do coeficiente global de transferência e coeficiente convectivo do casco | 85 |
| Gráfico 9 - Taxas de transferência de calor | 87 |
| Gráfico 10 - Coeficientes globais de transferência | 88 |
| Gráfico 11 - Coeficientes convectivos do casco | 88 |

LISTA DE QUADROS

| | |
|---|----|
| Quadro 1 - Descrição dos componentes do trocador de calor | 69 |
|---|----|

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 - Constantes C e m para cilindros circulares..... | 32 |
| Tabela 2 - Vazão do fluido frio | 55 |
| Tabela 3 - Medidas de volume e vazão fluido quente em função do tempo | 57 |
| Tabela 4 - Temperaturas da água para resfriamento | 59 |
| Tabela 5 - Propriedades para água e para o mosto..... | 61 |
| Tabela 6 - Parâmetros calculados em função da variação da vazão no tempo .. | 66 |
| Tabela 7 - Dados coletados dos experimentos | 76 |
| Tabela 8 - Vazão de fluido frio coletado na saída do tubo helicoidal..... | 79 |
| Tabela 9 - Vazões de líquido quente coletados na saída do casco | 79 |
| Tabela 10 - Propriedades para água e para o mosto..... | 82 |

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

| | |
|-------------------|--|
| A | Área (m ²) |
| a | Raio do tubo (m) |
| <i>All grain</i> | Produção de cerveja usando grãos de malte |
| Cad | Computer aided Design |
| <i>Cold Break</i> | Ruptura a frio |
| Cp | Calor específico (J/kgK) |
| D | Diâmetro (m) |
| DMS | Sulfeto de Dimetila |
| F | Fator de atrito |
| h | Coeficientes convectivos (W/m ² K) |
| <i>Hot Break</i> | Ruptura a quente |
| K | Coeficiente de condutividade térmica (W/mK) |
| L | Comprimento (m) |
| \dot{m} | Vazão mássica (kg/s) |
| Mosto | Líquido doce que depois de fermentado se torna a cerveja |
| Nu | Número de Nusselt (adimensional) |
| Pr | Número de Prandtl (adimensional) |

| | |
|------------------|---|
| Q | Taxa total de transferência de calor (W) |
| R | Raio do helicoide (m) |
| Rd | Resistência oferecida pelas incrustações (m ² K/W) |
| Red | Número de Reynolds (adimensional) |
| T | Temperatura (K) |
| <i>Turb</i> | Resíduos sólidos que decantam ao final da fervura |
| U | Coeficiente global de transferência de calor (W/m ² K) |
| ΔT_{ml} | Média das diferenças logarítmicas de temperatura |
| μ | Viscosidade dinâmica (Ns/m ²) |
| <i>Whirlpool</i> | Processo de agitação do mosto após a fervura |
| PVC | Policloreto de vinila |

SUMÁRIO

| | |
|---|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO | 14 |
| 1.1 Tema | 15 |
| 1.2 Problema | 16 |
| 1.3 Objetivos | 16 |
| 1.3.1 Objetivo geral | 16 |
| 1.3.2 Objetivos específicos | 16 |
| 1.4 Resultados esperados | 17 |
| 1.5 Justificativa | 17 |
| 1.6 Delimitação do trabalho | 18 |
| 1.7 Estrutura do trabalho | 19 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 20 |
| 2.1 Mecanismos de transferência de calor | 20 |
| 2.1.1 Condução | 20 |
| 2.1.2 Convecção | 21 |
| 2.1.3 Radiação | 21 |
| 2.2 Trocadores de calor | 22 |
| 2.2.1 Trocadores de calor tubulares | 22 |
| 2.2.1.1 Trocadores de calor de duplo tubo | 23 |
| 2.2.1.2 Trocador de calor casco e tubo | 23 |
| 2.2.1.3 Trocador de calor helicoidal e espiral | 24 |
| 2.2.1.4 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor | 25 |
| 2.2.1.5 Uso da média logarítmica das diferenças de temperatura | 32 |
| 2.3 Fabricação artesanal de cerveja | 36 |
| 2.3.1 Moagem do malte | 36 |
| 2.3.2 Mostura | 37 |
| 2.3.3 Filtragem e lavagem | 37 |
| 2.3.4 Fervura | 37 |
| 2.3.5 Resfriamento do mosto | 38 |
| 2.3.6 Fermentação | 39 |
| 2.3.7 Envase | 39 |
| 2.4 Trocadores de calor para resfriamento do mosto | 39 |
| 2.4.1 A limpeza dos chillers de resfriamento de cerveja artesanal | 43 |
| 2.5 Utilização de alumínio na fabricação de cerveja caseira | 45 |

| | |
|---|-----------|
| 2.6 Utilização de aços inoxidáveis na fabricação de cerveja caseira..... | 46 |
| 3 METODOLOGIA | 47 |
| 3.1 Método científico | 47 |
| 3.2 Procedimento metodológico | 47 |
| 4 DESENVOLVIMENTO | 52 |
| 4.1 Entendimento dos requisitos do projeto | 52 |
| 4.2 Coleta de parâmetros de entrada | 54 |
| 4.3 Cálculos da área de troca térmica..... | 60 |
| 4.4 Dimensionamento e projeto em 3d | 68 |
| 4.5 Fabricação do protótipo | 72 |
| 4.6 Testes e coleta de resultados..... | 74 |
| 4.7 Coleta de parâmetros de saída..... | 78 |
| 4.8 Cálculos de acordo com os parâmetros de saída | 81 |
| 5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS | 86 |
| 6 CONCLUSÃO | 90 |
| REFERÊNCIAS | 92 |
| ANEXOS | 95 |
| ANEXO A - Propriedades termofísicas da água saturada | 96 |
| ANEXO B - Dimensões do poço termométrico | 97 |
| ANEXO C - Média das temperaturas em função do tempo..... | 977 |
| ANEXO D - Temperatura fria de saída calculada e medida | 978 |
| ANEXO E - Dados calculados em função dos experimentos | 979 |
| ANEXO F - Taxas e coeficientes globais de transferências calculados | 97 |
| ANEXO G - Comparativo entre os coeficientes convectivos do casco | 97 |

1 INTRODUÇÃO

Dados coletados e apresentados pela Cervbrasil (2015), referentes ao ano de 2014, demonstram que o Brasil ocupa o posto de terceiro maior produtor de cerveja do mundo, com uma produção de 14 bilhões de litros, ficando atrás apenas de China e Estados Unidos. Essa pesquisa aponta o brasileiro como o 27º maior consumidor de cerveja a nível global, com um consumo anual de 66,9 litros por pessoa. A produção e o consumo de cerveja vem aumentando ao longo dos últimos anos, assim como a exigência do consumidor no que diz respeito a qualidade do produto. Alves (2015) afirma que microcervejarias e a fabricação artesanal vem ocupando cada vez mais espaço no cenário cervejeiro brasileiro. Ainda segundo Alves (2015), no estado do Rio Grande do Sul existem atualmente 30 microcervejarias e um grande número de empresas que se dedicam a fabricar equipamentos para cervejeiros caseiros.

Um grande número de pessoas em todo o Brasil estão aderindo a prática de produzir a sua própria cerveja, seja como uma forma de buscar produtos diferenciados ou como um *hobby*. Esse aumento no número de adeptos exige uma padronização e adequações nos procedimentos de fabricação.

Os cervejeiros caseiros acabam sofrendo com a falta de determinados equipamentos técnicos destinados a produção de volumes menores, e os equipamentos para volumes intermediários ainda apresentam custos muito elevados. Essas limitações, aliadas a falta de formação técnica, faz com que muitos fabricantes acabem adotando procedimentos e métodos que reduzem a qualidade do produto final, ou que inviabilizem a manutenção de um padrão de identidade e qualidade.

Para Hughes (2014) e Palmer (2006) um dos aspectos mais críticos nesse cenário refere-se a limpeza e a sanitização adequada dos equipamentos, que em alguns casos exige o uso de produtos químicos de manipulação delicada e técnica. Erros na sanitização podem provocar contaminações e desvios na fermentação do produto, o que pode estragar um lote ou provocar resultados indesejados.

Dentro do processo de fabricação da cerveja artesanal o resfriamento é a etapa mais delicada. Esse processo exige rapidez para diminuir o tempo de exposição do mosto a possíveis agentes contaminantes e conferir ao produto final algumas características desejáveis ao produto, como a limpidez. Para atingir as faixas de temperatura adequadas em tempos menores, deve-se fazer uso de dispositivos para o resfriamento. Esses equipamentos, por sua vez, devem estar devidamente esterilizados, caso contrário podem causar a contaminação do mosto por microorganismos. Eles devem passar por eventuais manutenções visando evitar a ocorrência de incrustações, uma vez que as mesmas reduzem a eficiência do dispositivo.

1.1 Tema

A proposta desse estudo é desenvolver um trocador de calor do tipo helicoidal. Na superfície interna do tubo helicoidal escoará água, como fluido de refrigeração, realizando dois passes, e na superfície do casco ocorrerá o escoamento do mosto de cerveja, em um único passe. Enquanto o mosto é resfriado ele é transferido para o fermentador, a exemplo do que ocorre em trocadores de calor comumente usados para o resfriamento de cerveja artesanal, como o de placas e de tubos concêntricos. O trocador de calor deve ser de fácil operação e permitir que ele seja desmontado sem uso de técnicas e ferramentas complexas, facilitando a manutenção de prevenção à incrustações, para ser utilizado no resfriamento do mosto de cerveja durante o processo de fabricação artesanal.

1.2 Problema

Atualmente, os equipamentos utilizados para o processo de resfriamento do mosto de cerveja, que são financeiramente acessíveis, acabam sendo muito limitados tecnicamente, já os equipamentos mais completos e eficientes possuem custo mais elevado. Embora esse custo não seja exagerado, os cuidados necessários para a correta higienização e manutenção desse tipo de equipamento e a necessidade de utilização de alguns produtos químicos para o processo de limpeza e prevenção de incrustações, acabam gerando várias dificuldades para alguns cervejeiros caseiros.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo principal é desenvolver um trocador de calor desmontável que facilite o processo de manutenção preventiva, onde deseja-se eliminar possíveis incrustações no casco e na superfície externa do tubo de resfriamento. Esse dispositivo é voltado a utilização no processo de resfriamento de mosto de cerveja artesanal.

1.3.2 Objetivos específicos

- a) Dimensionar e fabricar um protótipo de trocador de calor de pequeno porte do tipo helicoidal, com capacidade para resfriar entre 15 e 22 litros de mosto, sendo que o trocador de calor dimensionado seja fácil de operar e que sua manutenção não exija conhecimentos aprofundados;
- b) Testar o protótipo de trocador de calor e propor a discussão a respeito dos valores de temperatura de saída para o mosto, comparando com as faixas de temperatura aceitáveis para cervejas de alta fermentação.

1.4 Resultados esperados

Resfriar mosto a partir de uma temperatura de máxima entre 80°C e 70°C atingindo valores inferiores ou iguais a 35°C para a temperatura do mesmo, o que viabilizaria a utilização do dispositivo na fabricação de cerveja caseira de alta fermentação. Espera-se também que o trocador dimensionado seja fácil de desmontar visando as manutenções preventivas.

1.5 Justificativa

De acordo com Palmer (2006) a limpeza é um aspecto de suma importância na fabricação de cerveja artesanal. Deixar de tomar os devidos cuidados com essa etapa pode arruinar todo o lote de fabricação. Eliminar resíduos é fundamental, pois mesmo que se use algum produto químico para a higienização, certos resíduos de água podem servir de “abrigo” para os microorganismos. Palmer (2006) afirma que existem dois tipos de cervejeiros caseiros quando se trata do cuidado com a preparação da cerveja: os que atingem bons resultados ao acaso e os precavidos. Deixar de tomar cuidado com a sanitização do equipamento utilizado na fabricação da cerveja pode não causar problemas num primeiro momento, mas isso acaba sendo uma questão de casualidade.

Para Hughes (2014), o resfriamento é uma etapa crítica no processo de fabricação da cerveja, tanto quanto a contaminação microbiana como em relação a qualidade do produto final. Esse processo ocorre após a fervura, que tem por finalidade eliminar qualquer microorganismo presente no mosto, além de ser o momento da inserção do lúpulo. Após a fervura o mosto precisa ser resfriado para uma temperatura próxima dos 25°C para que o fermento possa ser adicionado – temperaturas acima dos 35°C podem inutilizar o fermento. Esse resfriamento precisa ser realizado com rapidez por dois motivos específicos: decantar partículas em suspensão no mosto, tornando o produto final mais transparente e diminuir a possibilidade de contaminação microbiana. De acordo com Palmer (2006) acima dos 60°C a cerveja não corre riscos de contaminação, mas quando a temperatura começa a baixar desse patamar o processo entra no momento crítico.

Palmer (2006) afirma que qualquer objeto que entre em contato com a cerveja, após o período da fervura, precisa ser previamente higienizado e esterilizado. A contaminação bacteriana ou de leveduras selvagens nessa fase do processo pode causar uma fermentação não desejada, o que pode gerar aromas e sabores indesejáveis ao produto final ou mesmo estragar o lote de fabricação.

Bermo válvulas e equipamentos industriais Ltda. (2013) afirma que trocadores de calor utilizados em processos alimentícios exigem constantes manutenções, visando a eliminação de incrustações causadas por partículas sólidas em suspensão no líquido que acabam aderindo a superfície de troca térmica. Ainda de acordo com Bermo válvulas e equipamentos industriais Ltda. (2013), indústrias do ramo alimentício fazem uso da administração de duas soluções, uma alcalina e a segunda ácida, como forma de prevenir a ocorrência de incrustações, diminuindo assim a necessidade de desmontar o trocador de calor.

Tendo em vista a importância do processo de resfriamento e a necessidade de que o mesmo seja conduzido de maneira adequada e com a maior sanitização possível, o presente trabalho visa o desenvolvimento de um trocador de calor para resfriamento de cerveja artesanal, sendo que esse trocador de calor seja fácil de operar e sua manutenção seja acessível, a fim de permitir que fabricantes de cerveja sem conhecimentos aprofundados em manutenção e manipulação de produtos químicos possam realizar processos de prevenção a ocorrência de incrustações.

1.6 Delimitação do trabalho

Esse trabalho visa, exclusivamente, o desenvolvimento teórico e prático de um trocador de calor de tamanho reduzido com tubo helicoidal servindo para o escoamento da água que atuará no resfriamento do mosto pós fervura. No decorrer desse trabalho pretende-se realizar o dimensionamento dos diversos parâmetros envolvidos na troca térmica do dispositivo.

Ao final do trabalho será apresentada uma discussão dos resultados obtidos através dos experimentos utilizados com o protótipo desenvolvido de acordo com os

cálculos realizados, visando a avaliação das ideias apresentadas aqui e a viabilidade técnica do dispositivo proposto.

1.7 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está dividido em seis capítulos. No primeiro é abordado o tema do estudo, mostrando a importância do desenvolvimento do dispositivo de resfriamento que permita uma fácil desmontagem visando manutenções preventivas a incrustações.

O segundo capítulo refere-se a apresentação do referencial teórico a respeito dos mecanismos de troca de calor, do tipo de trocador de calor que será desenvolvido e a definição detalhada do processo de fabricação de cerveja artesanal. Esses dados serão apresentados de forma a justificar as decisões no que diz respeito ao desenvolvimento do trocador de calor.

Durante o terceiro capítulo é apresentada a classificação da pesquisa científica e a metodologia utilizada no desenvolvimento do trabalho. Nesse capítulo será abordado o planejamento das atividades.

O quarto capítulo se destina a apresentação do desenvolvimento do processo de cálculo e fabricação do protótipo do trocador de calor.

No quinto capítulo serão apresentados os resultados e as discussões a respeito dos mesmos

No sexto e último capítulo será apresentada a conclusão do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No presente capítulo são abordados conceitos dos mecanismos físicos relacionados com o processo de transferência de calor que mais exercem influência nos trocadores de calor. Conceitos ligados a trocadores de calor também são abordados nesse capítulo, assim como o processo de fabricação de cerveja artesanal.

2.1 Mecanismos de transferência de calor

De acordo com Borgnakke e Sonntag (2009), transferência de calor ocorre por conta do transporte de energia que acontece por causa da diferença de temperatura. Sendo que os mecanismos de transferência de calor são: condução, convecção e radiação.

2.1.1 Condução

Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), condução é o método de transferência térmica onde a energia é transferida de uma molécula para outra vizinha por meio de colisões. As moléculas dotadas de uma média energética mais elevada (mais quentes) transferem para as moléculas menos energéticas certas quantidades de energia. O gradiente de temperatura e a condutividade térmica são características que aumentam a taxa de transferência. Incropera et al. (2008) afirmam que temperaturas elevadas possuem relação com maiores vibrações moleculares, o que promove maior

quantidade de colisões e assim maior transferência energética. A capacidade de uma substância em transferir energia é conhecida como condutividade térmica.

2.1.2 Convecção

Outro método de transferência de energia é a convecção. De acordo com Borgnakke e Sonntag (2009) esse mecanismo de transferência atua quando o meio está escoando. O escoamento desloca matéria sobre uma superfície com temperatura diferente. Para Incropera et al. (2008), a convecção ocorre graças a dois mecanismos: movimento molecular aleatório (difusão) e movimento global, ou macroscópico, do fluido. A transferência total de calor se dá pela superposição desses dois mecanismos.

Ainda, segundo Incropera et al. (2008), a contribuição da difusão no processo de transferência de calor se dá próximo da superfície, onde a velocidade de escoamento do fluido é baixa. Já a transferência devido ao movimento global ocorre por conta do crescimento da espessura da camada limite. Dessa forma o calor é conduzido para o interior de camada limite e arrastado pelo escoamento. Ele acaba sendo transferido para o fluido que se encontra no exterior da camada limite posteriormente.

Esse mecanismo tem grande importância, e a transferência de calor por convecção adquire características específicas de acordo com a natureza do seu escoamento. Esse processo recebe o nome de convecção forçada.

2.1.3 Radiação

Outro método de transferência é chamado radiação. Nesse método a energia é transmitida por ondas eletromagnéticas. A radiação de energia pode ocorrer no vácuo (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009). Incropera et al. (2008) afirmam que a radiação é mais eficiente no vácuo. Embora a radiação possa ser propagada sem a presença de matéria, existe a necessidade de um meio material para a emissão e para a absorção.

Para Borgnakke e Sonntag (2009), a radiação térmica é possível dentro de uma determinada faixa de comprimentos de ondas, diferentes substâncias absorvem e emitem energia radiativa de modos diferentes.

2.2 Trocadores de calor

Segundo afirmações de Kakaç e Liu (2002) trocadores de calor são dispositivos responsáveis pela troca de energia térmica entre dois ou mais fluídos com diferentes temperaturas, sendo que tais equipamentos podem ser utilizados em uma ampla variedade de aplicações dos mais diferentes ramos.

Ainda conforme Kakaç e Liu (2002), trocadores de calor podem ser classificados segundo os seguintes critérios: recuperadores/regeneradores, processos de transferência, geometria de construção, mecanismo de transferência de calor e sentidos de fluxo. Já para Incropera et al. (2008), trocadores de calor podem ser tipicamente classificados em função do tipo de construção e configuração de escoamento.

De acordo com as configurações, Incropera et al. (2008) afirmam, que os trocadores mais comuns são os trocadores de calor de tubos concêntricos, trocadores de calor compactos e trocadores de calor casco e tubo.

2.2.1 Trocadores de calor tubulares

De acordo com Kakaç e Liu (2002), trocadores de calor tubulares são constituídos de dois ou mais tubos, sendo amplamente utilizados em aplicações onde a transferência de calor entre líquidos é requerida. Nos trocadores de calor tubulares o diâmetro dos tubos, arranjo dos tubos, comprimento, número de tubos e a distância entre os tubos, podem ser alterados de acordo as necessidades do projeto.

Segundo Kakaç e Liu (2002) trocadores de calor tubulares podem ser classificados como: Trocador de calor de duplo tubo, trocador de calor de casco e tubo e trocador de calor helicoidal e espiral.

2.2.1.1 Trocadores de calor de duplo tubo

Segundo Incropera et al. (2008), trocadores de calor de duplo tubo, ou de tubos concêntricos, são compostos de dois tubos concêntricos, sendo que dentro dos tubos escoam os fluídos quente e frio, conforme pode-se observar na Figura 1. Trocadores de calor de duplo tubo são largamente utilizados quando ambos os fluidos possuem altas pressões. As dimensões destes dispositivos costumam ser grandes.

Figura 1 - Trocador de calor de duplo tubo



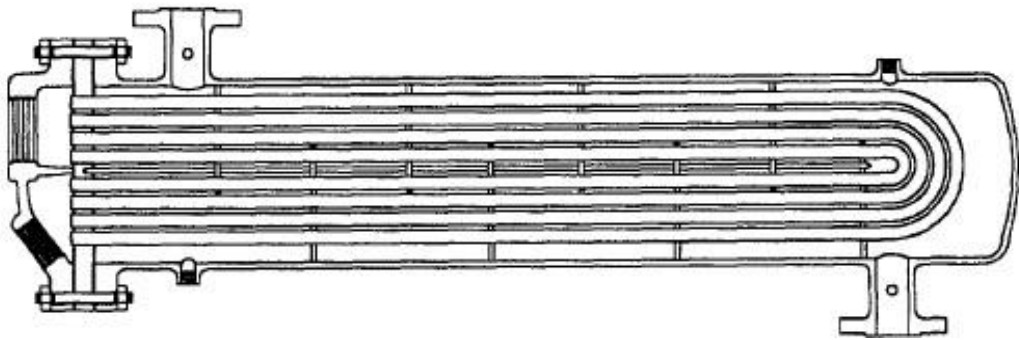
Fonte: Kakaç e Liu (2002, p. 9).

2.2.1.2 Trocador de calor casco e tubo

Trocadores de calor do tipo casco e tubo são construídos com vários tubos montados dentro de um cilindro de diâmetro grande (casco), em comparação com o diâmetro dos tubos. Geralmente o casco é montado na horizontal e os tubos estão dispostos no seu interior paralelamente ao casco. Eles podem apresentar uma ou múltiplas passadas de fluido dentro dos tubos. Normalmente de uma a duas passadas de fluido no casco (KAKAÇ; LIU, 2002).

Kern (1965) afirma que, trocadores de calor do tipo casco e tubo que utilizam água como fluido refrigerante são equipamentos muito comuns. Porém, deve-se observar que o material para abrigar o escoamento de água seja um metal não ferroso, pois esses são mais suscetíveis à corrosão, principalmente se houver mudança de fase da água durante o processo de resfriamento. Alumínio, cobre e bronze são muito utilizados para esse tipo de refrigerante. A Figura 2 mostra um trocador de calor do tipo casco e tubo com uma configuração comumente utilizada.

Figura 2 - Trocador de calor casco e tubo



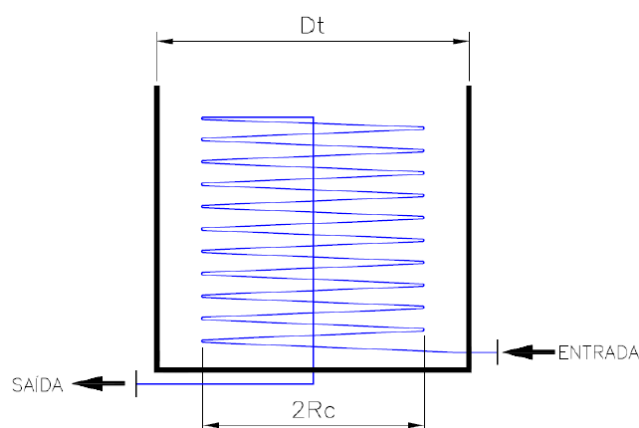
Fonte: Kakaç e Liu (2002, p. 287).

2.2.1.3 Trocador de calor helicoidal e espiral

Kakaç e Liu (2002) afirmam que trocadores de calor helicoidais e espirais são trocadores compostos por tubos enrolados em formato helicoidal ou espiral, montados dentro de um casco, conforme pode-se observar na Figura 3. O coeficiente de transferência térmica é maior nesse tipo de trocador de calor do que em trocadores com tubos retos.

Esse tipo de trocador de calor é amplamente utilizado no processamento de alimentos, laticínios, refrigeração de ar condicionado e no processamento de hidrocarbonetos (KAKAÇ; LIU, 2002).

Figura 3 - Trocador de calor helicoidal



Fonte: Silva Júnior (2016, p. 34).

2.2.1.4 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

Segundo Incropera et al. (2008), o coeficiente global de transferência de calor é uma parte fundamental na análise da troca térmica, isso porque ele representa a resistência térmica total do sistema à transferência de calor entre os dois fluidos.

Segundo Kakaç e Liu (2002) e Incropera et al. (2008), o coeficiente global de transferência de calor U (W/m^2K) é obtido através da Equação 1:

Equação 1 - Equação do coeficiente global de transferência de calor

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi KL} + \frac{R''_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (1)$$

Onde:

' A_i ' e ' A_e ' representam as áreas interna e externa de transferência de energia térmica ($2\pi rL$) (m^2), ' h_i ' e ' h_e ' são os coeficientes convectivos interno e externo do fluido (W/m^2K), ' $R_{d,i}$ ' e ' $R_{d,e}$ ' representam a resistência oferecida pela incrustação nas paredes internas e externas (m^2K/W), ' d_i ' e ' d_o ' referem-se ao diâmetro interno e externo do tubo (m), ' L ' é o comprimento (m) e ' K ' é o valor para a condutividade térmica do material (W/mK).

De acordo com a Equação 1, para calcular o valor para o coeficiente global de transferência de calor é necessário definir os valores de resistência a incrustação para o tubo interno ($R_{d,i}$) e para o casco ($R_{d,e}$). De acordo com Çengel e Ghajar (2014), R_d vale $0,0001 \text{ m}^2K/W$ para água destilada, água do mar, água de rio e água de caldeira, com temperaturas inferiores a $50^\circ C$ e para temperaturas superiores a $50^\circ C$ R_d tem valor de $0,0002 \text{ m}^2K/W$.

De acordo com Kakaç e Liu (2002) e Incropera et al. (2008), o coeficiente convectivo interno, ou seja, para o fluido que circula no interior dos tubos pode ser definido pela Equação 2.

Equação 2 - Equação do coeficiente convectivo dos tubos

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i} \quad (2)$$

Onde:

k é o valor para a condutividade térmica do fluído (W/mK);

d_i é o diâmetro interno do(s) tubo(s), e sua unidade é o metro (m);

Nu número de Nusselt;

Conforme mostrado na Equação 2, para se calcular o valor de h_i faz-se necessário calcular Nusselt, que de acordo com Incropera et al. (2008), exige que o número de Reynolds (adimensional) seja conhecido, e pode ser calculado para os tubos internos de acordo a Equação 3.

Equação 3 - Número de Reynolds para escoamento dentro dos tubos

$$Re_d = \frac{4\dot{m}_{fluido}}{\pi d_i \mu_i} \quad (3)$$

Onde:

\dot{m}_{fluido} é a vazão mássica de fluído dos tubos (kg/s);

d_i é o diâmetro interno dos tubos (m);

μ_i refere-se a viscosidade dinâmica do fluido dos tubos (N.s/m²);

Para Incropera et al. (2008), após calcular o valor de Reynolds e conhecer o tipo de escoamento, pode-se calcular Nusselt. A Equação 4 mostra uma equação clássica para o cálculo de Nusselt para fluidos em escoamento turbulento plenamente desenvolvidos, sendo conhecida como equação de Colburn.

Equação 4 - Equação de Colburn

$$Nu_d = 0,023 Re_d^{4/5} Pr^{1/3} \quad (4)$$

Onde Pr é o número de Prandtl (adimensional);

Ainda segundo Incropera et al. (2008), a Equação 4 pode apresentar erros de até 25%. Utilizando uma correlação mais complexa proposta por Gnielinski, pode-se reduzir esse erro para 10%. Essa correlação é válida para valores de Reynolds maiores ou iguais a 3000 e menores ou iguais a 5×10^6 e para valores de Prandtl maiores ou iguais a 0,5 e menores ou iguais a 2000.

Equação 5 - Nusselt segundo a correlação de Gnielinski

$$Nu_d = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_d - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (5)$$

Onde f é o fator de atrito que pode ser obtido através do diagrama de Moody. Quando o objetivo do cálculo são tubos lisos, pode-se utilizar a correlação de Petrukov para calcular f .

Equação 6 - Correlação de Petrukov

$$f = (0,790 \ln Re_d - 1,64)^{-2} \quad (6)$$

Para escoamento turbulento de água em tubos em forma helicoidal, Kakaç e Liu (2002) afirmam que é preciso utilizar uma correlação para o cálculo de Nusselt. Essa correlação foi proposta por Pratt, e é válida para valores Reynolds maiores $1,5 \times 10^3$ e menores que 2×10^4 .

Equação 7 - Correlação de Pratt

$$\frac{Nu_c}{Nu_d} = 1,0 + 3,4 \left(\frac{a}{R}\right) \quad (7)$$

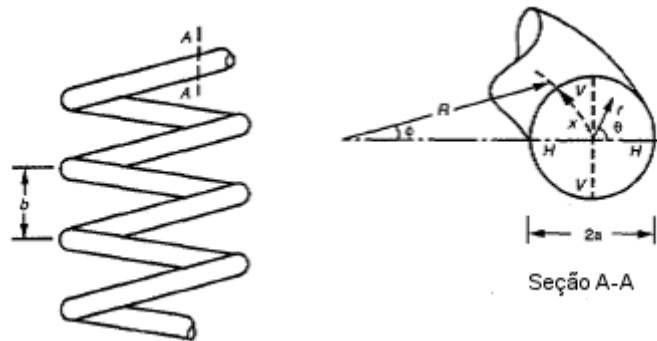
Onde: a é o raio do tubo (m);

R é o raio do helicoide (m);

Nuc é o valor corrigido de Nusselt para configuração helicoidal, sendo que esse é o valor para Nusselt que deve ser utilizado na Equação 2 para obter o coeficiente

convectivo interno. A Figura 4 apresenta a configuração helicoidal e mostra os parâmetros 'a' e 'R'.

Figura 4 - Configuração helicoidal

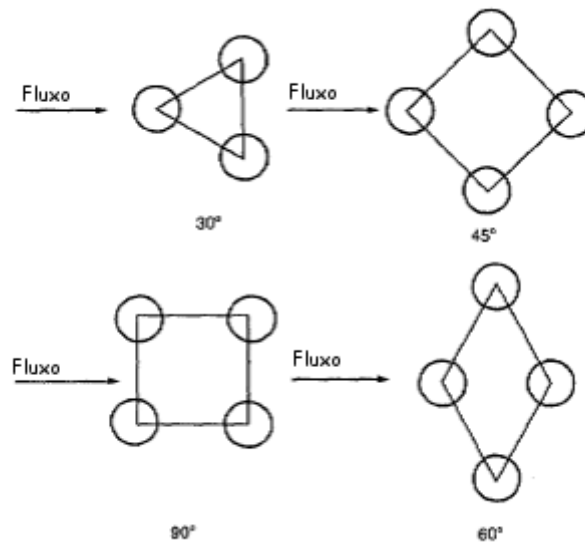


Fonte: Adaptado pelo autor com base em Kakaç e Liu (2002, p.117).

Segundo Incropera et al. (2008) nos trocadores de calor que possuem casco, normalmente são instaladas chicanas para aumentar a turbulência do fluido que escoar pelo mesmo, aumentando assim o coeficiente convectivo para o fluido em escoamento pelo mesmo (h_e).

Para Kakaç e Liu (2002) diferentes disposições dos tubos no interior do casco e suas distâncias geram condições de escoamento e turbulência específicas. A Figura 5 mostra quatro configurações consideradas padrões para trocadores de calor do tipo casco e tubo.

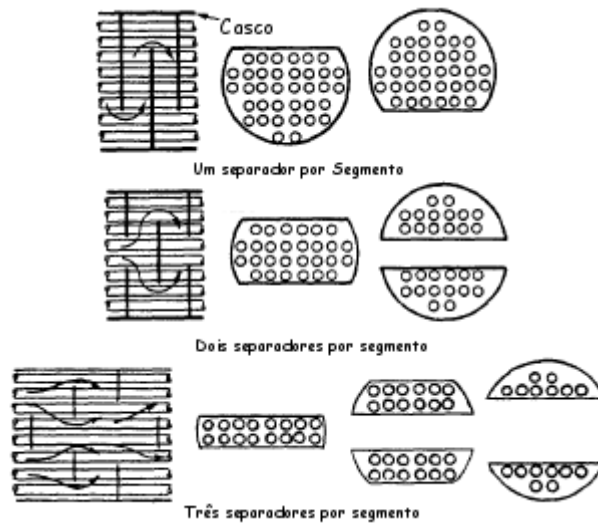
Figura 5 - Configurações típicas dos tubos em trocadores de calor



Fonte: Adaptado pelo autor com base em Kakaç e Liu (2002, p. 292).

A combinação de diferentes disposições de tubos, aliada ao tipo e ao posicionamento das chicanas no interior do trocador de calor, são fatores que devem ser considerados nesse cálculo, pois as diversas configurações geram pelo menos cinco tipos diferentes de correntes principais de escoamento no lado do casco do trocador de calor, partindo do pressuposto que o trocador de calor possui uma configuração padrão. Vórtices também acabam sendo gerados devido a essas configurações e devido às folgas entre a chicana e a parede do trocador de calor (CARDOSO, 2014). Na Figura 6 pode-se observar algumas combinações de chicanas e tubos.

Figura 6 - Configurações de chicanas e tubos



Fonte: Adaptado pelo autor com base em Kakaç e Liu (2002, p. 297).

Segundo Kakaç e Liu (2002), quando o casco de trocadores de calor são dotados de defletores, os mesmos devem ser considerados no processo de cálculo afim de obter o valor do coeficiente convectivo do casco (h_e). Ainda de acordo com Kakaç e Liu (2002), defletores são elementos que oferecem resistência ao escoamento do fluido no sentido transversal do casco. Chicanas e reforços estruturais são elementos considerados defletores. Para trocadores dotados de casco, mas que não possuem defletores, Kakaç e Liu (2002) defendem que o coeficiente convectivo do caso pode ser calculado da mesma forma que o coeficiente convectivo do tubo externo, para os trocadores de calor de duplo tubo, porém o valor do diâmetro utilizado para o cálculo do número de Reynolds e do coeficiente convectivo do casco (h_e) deve-se utilizar o valor do diâmetro médio equivalente dos tubos (D_{eq}).

Equação 8 - Número de Reynolds para escoamento do casco

$$Re_{casco} = \frac{4\dot{m}_{fluido}}{\pi D_{eq} \mu_e} \quad (8)$$

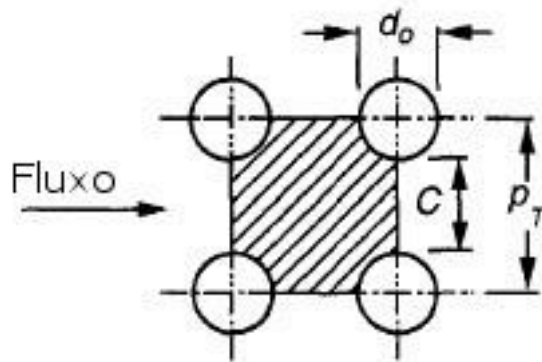
\dot{m}_{fluido} é a vazão mássica de fluido casco (kg/s);

D_{eq} é o diâmetro médio equivalente (m);

μ_e refere-se a viscosidade dinâmica do fluido do casco (N.s/m²);

Segundo Kakaç e Liu (2002), a Figura 7 mostra a relação geométrica da disposição dos tubos, com alguns parâmetros importantes para o cálculo do diâmetro médio equivalente.

Figura 7 - Organização retangular dos tubos



Fonte: Adaptado pelo autor com base em Kakaç e Liu (2002, p. 209).

De acordo com Kakaç e Liu (2002), a Equação 9 representa o cálculo do diâmetro médio equivalente para tubos dispostos em organização retangular.

Equação 9 - Cálculo do diâmetro médio equivalente

$$D_{eq} = \frac{4(P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4})}{\pi d_o} \quad (9)$$

Onde: P_T é a distância entre centro dos tubos (m);

d_o é o diâmetro externo dos tubos (m);

Segundo Silva Júnior (2016), para a obtenção do número de Nusselt do casco é necessário utilizar de uma correlação empírica obtida através de experimentos realizados em diferentes regimes de escoamento.

Equação 10 - Número de Nusselt para o casco

$$Nu_{casco} = C Re_{casco}^m Pr^{1/3} \quad (10)$$

Onde: C e m são constantes obtidas experimentalmente para diferentes faixas de número de Reynolds.

A correlação da Equação 10 é válida para fluídos com número de Prandtl $\geq 0,7$, e as constantes C e m podem estão listadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Constantes C e m para cilindros circulares

| Re_{casco} | C | m |
|--------------|-------|-------|
| 0,4-4 | 0,989 | 0,33 |
| 4-40 | 0,911 | 0,385 |
| 40-4000 | 0,683 | 0,466 |
| 4000-40000 | 0,193 | 0,618 |
| 40000-400000 | 0,027 | 0,805 |

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Silva Júnior (2016, p. 15).

A Equação 11 mostra, segundo Çengel e Ghajar (2014) o cálculo para o coeficiente convectivo do casco, com a correlação proposta por Kakaç e Liu (2002) de utilizar o diâmetro médio equivalente.

Equação 11 - Equação para o cálculo do coeficiente convectivo do casco

$$h_e = Nu_{casco} \frac{k}{D_{eq}} \quad (11)$$

2.2.1.5 Uso da média logarítmica das diferenças de temperatura

Para projetar um trocador de calor, Incropera et al. (2008) afirmam que deve-se realizar o balanço de energia global para um dos fluídos, desde que o mesmo não esteja submetido a mudanças de fase. A taxa total de transferência de calor (Q) ocorre entre os dois fluidos e deve-se considerar que não ocorrem trocas de calor para a

vizinhança. O balanço energético pode ser realizado através das Equações 12 e 13, pelo método da média logarítmica das diferenças de temperatura:

Equação 12 - Equação para a taxa de transferência de calor fluido quente

$$Q = \dot{m}_q C_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (12)$$

Equação 13 - Equação para a taxa de transferência de calor fluido frio

$$Q = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (13)$$

Onde Q é a taxa total de transferência de calor (W);

\dot{m}_q e \dot{m}_f são a vazão mássica para o fluido quente e frio (kg/s);

$C_{p,q}$ e $C_{p,f}$ são os calores específicos para o fluido quente e frio (J/kgK);

$T_{q,e}$ é a temperatura de entrada do fluido quente (K);

$T_{q,s}$ é a temperatura de saída do fluido quente (K);

$T_{f,e}$ é a temperatura de entrada do fluido frio (K);

$T_{f,s}$ é a temperatura de saída do fluido frio (K);

Conhecendo o valor coeficiente global de transferência de calor, a Equação 14 pode ser utilizada para determinar a taxa de transferência de calor do trocador de calor:

Equação 14 - Equação da taxa de transferência de calor do trocador

$$Q = UA\Delta T_{ml} \quad (14)$$

Onde, ΔT_{ml} é a média logarítmica das diferenças das temperaturas de entrada e saída do trocador de calor. Segundo Çengel e Ghajar (2014), para trocadores de calor casco e tubo multipasses e de escoamento cruzado, com um passe no casco e dois no tubo, ΔT_{ml} pode ser definido de acordo a Equação 15:

Equação 15 - Equação da média logarítmicas das diferenças das temperaturas

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml_{cf}} \quad (15)$$

Onde $\Delta T_{ml_{cf}}$ pode ser definido de acordo com a Equação 16:

Equação 16 - Equação da média logarítmica das diferenças das temperaturas para escoamento contracorrente e cruzado

$$\Delta T_{ml_{cf}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (16)$$

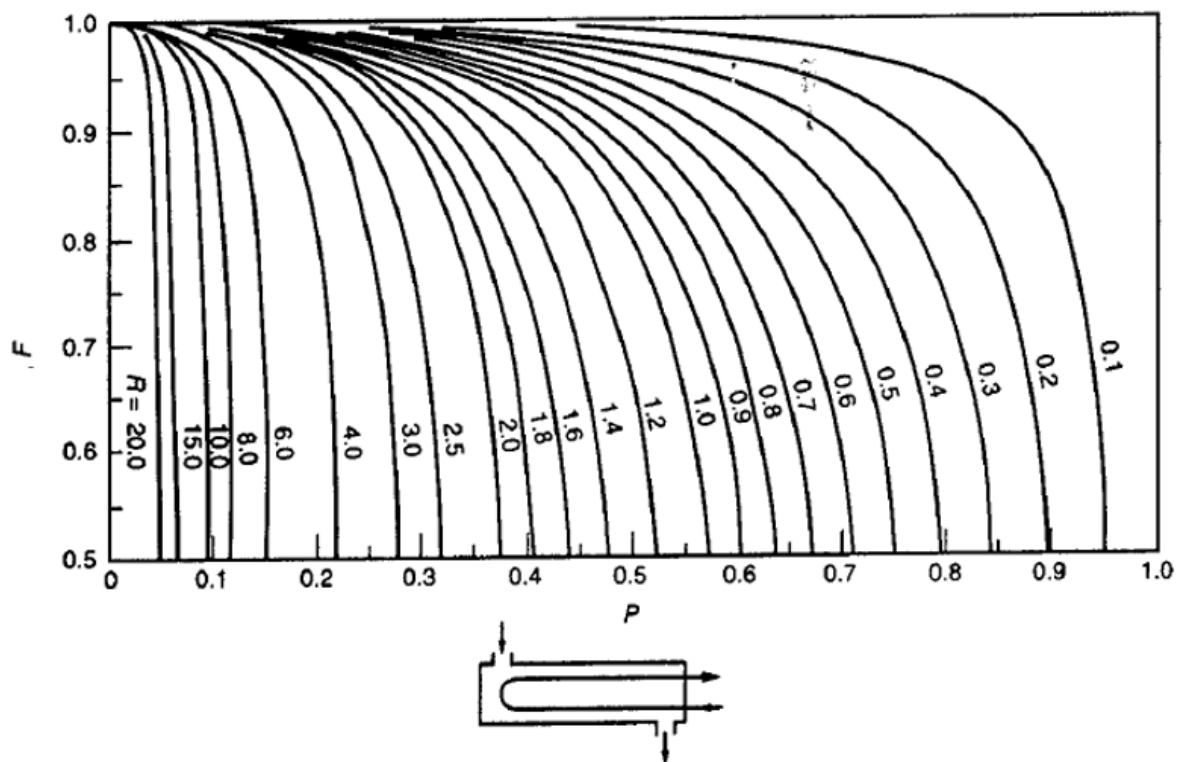
Onde:

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$$

O fator F pode ser obtido através do Gráfico 1 para trocadores com um passe no casco e 2, 4, 6, etc, passes no tubo.

Gráfico 1 - Diagrama para cálculo do fator F



Fonte: Kakaç e Liu (2002, p. 50).

Os pontos P e R podem ser definidos de acordo as Equações auxiliares 19 e 20.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Onde: T_1 é a temperatura quente do fluido de entrada;

T_2 é a temperatura quente do fluido de saída;

t_1 é a temperatura fria de do fluido entrada;

t_2 é a temperatura fria de do fluido saída.

2.3 Fabricação artesanal de cerveja

De acordo com Kunze (2006), a produção de cerveja artesanal segue as mesmas etapas da produção industrial, com diferenças principais em relação ao tamanho dos equipamentos e dos lotes mínimos de produção, grau de automação e ausência da pasteurização no processo caseiro.

Outra diferença costuma ser o tipo de cerveja produzida, pois cervejeiros caseiros costumam optar pela produção de cervejas de alta fermentação (Ale) – onde a fermentação costuma ocorrer em faixas de temperatura mais elevadas, entre 18°C e 28°C, o que exige menos controle de temperatura durante o período de fermentação –, já as indústrias costumam optar pela fabricação de cervejas de baixa fermentação (Lager) – onde a temperatura de fermentação costuma ser mais baixa, entre 8° e 14°C – (PALMER, 2006).

Para Hughes (2014) e Kunze (2006), o processo de fabricação de cerveja, quando este utiliza-se de grãos de malte (*all grain*), pode ser dividido em: moagem do malte, mostura, filtragem e lavagem, fervura, resfriamento, fermentação e envase. Já Palmer (2006) considera a fase de seleção dos ingredientes como, malte, lúpulo e a levedura, de acordo com o estilo de cerveja que se deseja produzir, como sendo uma das etapas do processo de produção, que antecede os processos citados acima. Essa etapa normalmente é realizada alguns dias antes do início da produção.

Hughes (2014) e Palmer (2006) afirmam que, antes de iniciar o processo de fabricação propriamente dito, é de suma importância realizar a higienização de todos os componentes que entrarão em contato com a cerveja durante o processo, com a finalidade de diminuir a probabilidade de contaminação bacteriana ou por leveduras selvagens.

2.3.1 Moagem do malte

Moer os maltes que serão utilizados na fabricação da cerveja é uma etapa muito importante, pois esse processo quebra o grão, expondo o endosperma à posterior ação de enzimas, porém deve-se tomar cuidado para que as cascas não

sejam demasiadamente danificadas nesse processo, pois elas auxiliarão, posteriormente, no processo de filtragem (VENTURINI, 2005).

2.3.2 Mostura

Essa é a etapa do processo onde os grãos moídos e suas cascas são misturados à água e cozinhados. Esse processo visa inicializar a ação de enzimas e quebrar as cadeias de amidos em cadeias menores, originando cadeias de açúcares. Esses açúcares são de suma importância, pois eles serão consumidos pela levedura e convertido em álcool e dióxido de carbono durante a fermentação (PALMER, 2006). De acordo com Hughes (2014) após esta etapa o líquido passa a receber o nome de mosto.

2.3.3 Filtragem e lavagem

Nessa etapa a mistura é filtrada, processo que separa o líquido das cascas e fragmentos de grãos. Ao final da filtragem é realizada a lavagem do bagaço, visando o maior aproveitamento dos açúcares fermentáveis, que por ventura tenham aderido às cascas do malte (HUGHES, 2014).

2.3.4 Fervura

Durante a fervura, cuja duração varia de 60 até 90 minutos, o mosto é levado a ebulição, com a finalidade de esterilizar o líquido. Nessa etapa o lúpulo é adicionado a mistura, conferindo a cerveja características como amargor e aroma. Nessa fase as proteínas começam a se “separar” do líquido, em um processo conhecido como ruptura a quente, ou *hot break* (HUGHES, 2014).

Segundo Slemer (1995), durante a fervura inicia-se a formação de sulfeto de dimetila (DMS). Essa substância começa a ser produzida a partir dos 35°C e pode causar odores indesejados de milho e maçã verde a cerveja. Com o aumento da temperatura o DMS começa a evaporar, e, segundo Palmer (2006), para eliminá-lo os

cervejeiros caseiros acabam realizando o processo de fervura e resfriamento da mistura com a tampa da panela aberta.

2.3.5 Resfriamento do mosto

O resfriamento tem por função principal deixar o mosto a uma temperatura onde o fermento possa ser adicionado a mistura, iniciando assim a fermentação. O fermento exige que a temperatura do mosto esteja abaixo de 35°C para cervejas de alta fermentação e abaixo de 15°C para cervejas de baixa fermentação, pois temperaturas maiores podem provocar a inutilização do mesmo. Outro aspecto importante que ocorre durante o resfriamento é chamado de ruptura a frio (*cold break*), que consiste na decantação de proteínas que foram separadas do líquido durante a ruptura a quente. Essas partículas sólidas em combinação com os vestígios de lúpulo são conhecidas como *turb*. O *turb*, quando transferido junto com o líquido para o processo de fermentação, se torna responsável pela instabilidade da cerveja durante seu armazenamento (PALMER, 2006). Hughes (2014) afirma que quanto mais rápido o resfriamento, mais eficiente é a ruptura a frio, originando assim uma cerveja mais cristalina e menos instável.

Hughes (2014) e Palmer (2006) afirmam que antes de iniciar o processo de resfriamento é necessário realizar um procedimento chamado de *whirlpool*, que é um processo de agitação da cerveja logo após a fervura. Esse procedimento deve ser realizado por dois minutos, sempre no mesmo sentido, e tem por finalidade conduzir as partículas sólidas do mosto para o centro da panela, facilitando assim a separação do *turb* e do mosto. A agitação é realizada por 2 minutos, e o resfriamento pode ser iniciado após o líquido estabilizar. De acordo com Palmer (2006) esse processo, que pode durar entre 8 e 15 minutos, provoca no mosto quedas de temperatura entre 20°C e 30°C levando o mosto contido na panela a temperaturas entre 80° e 70°C.

Segundo Palmer (2006), o *turb* no fundo da panela pode provocar uma perda de mosto entre 2 e 4 litros na hora de transferir o mosto para o fermentador.

Hughes (2014) e Palmer (2006) consideram o resfriamento o processo mais crítico da fabricação de cerveja caseira, principalmente por causa do risco de

contaminação microbiana e por leveduras selvagens, que podem gerar uma fermentação indesejada ou até mesmo estragar todo o lote de fabricação. Palmer (2006) afirma que, durante o resfriamento do mosto, quando a temperatura baixa da barreira dos 60°C o processo entra na fase mais crítica para a contaminação, pois em temperaturas menores que 60°C as bactérias encontram no mosto doce o ambiente ideal para se desenvolverem. Palmer (2006) volta a mencionar que, nessa fase o mosto continua produzindo o sulfeto de dimetila, o que exige que a tampa da panela continue aberta durante o resfriamento, aumentando a chance de contaminação. O mosto deve então atingir, o mais rapidamente possível, uma temperatura inferior aos 35°C, pois nessas condições não ocorre a produção do DMS. A partir dessa temperatura a panela, ou o fermentador, poderá ser fechada, diminuindo drasticamente a possibilidade de contaminação por bactérias que estejam no ar.

2.3.6 Fermentação

Segundo Slemer (1995), a fermentação é o momento em que os açúcares serão convertidos pelo fermento cervejeiro (*Saccharomyces cerevisiae*) em álcool. Nessa fase são gerados alguns aromas também, sendo que alguns são benéficos e outros indesejados. O período de duração da fermentação pode variar de acordo com o tipo de cerveja e até da receita, podendo durar desde uma semana até cinco meses.

2.3.7 Envase

Para Palmer (2006) o envase é o momento em que a cerveja, recém fermentada, é transferida do fermentador para a garrafa ou barril. Nessa fase açúcar é adicionado a cerveja para que o mesmo seja fermentado pelo fermento residual e produza gás carbônico, que será responsável pela espuma na hora de servir a cerveja.

2.4 Trocadores de calor para resfriamento do mosto

Hughes (2014) e Palmer (2006) afirmam que alguns equipamentos devem ser usados para otimizar o processo de resfriamento do mosto. Para lotes de produção menores que 10 litros, a tina de fervura pode ser mergulhada em banho Maria em

água e gelo, para aumentar a velocidade de resfriamento da mistura. Para lotes maiores Palmer (2006) sugere que resfriadores, mais conhecidos como *chillers*, sejam utilizados. Ele cita dois tipos: *chillers* de imersão e tubos concêntricos. Já Hughes (2014) menciona um outro tipo de resfriador, o resfriador de placas.

Chillers de imersão são serpentinas fabricadas de cobre, alumínio ou inox, que são introduzidas dentro da panela de fervura. No interior da serpentina escoa água, e esta promove o resfriamento do mosto (PALMER, 2006). Hughes (2014) afirma que resfriadores desse tipo conseguem, dependendo das suas dimensões, resfriar 23 litros de mosto em cerca de 30 minutos. Neste processo o mosto é resfriado dentro da panela de fervura e depois transferido para o fermentador. Venturini (2005) cita que com o uso desse tipo de trocadores de calor o *turb* acaba permanecendo dentro da panela, sendo facilmente evitado durante a transferência do mosto para o fermentador. A Figura 8 mostra um trocador de calor de imersão.

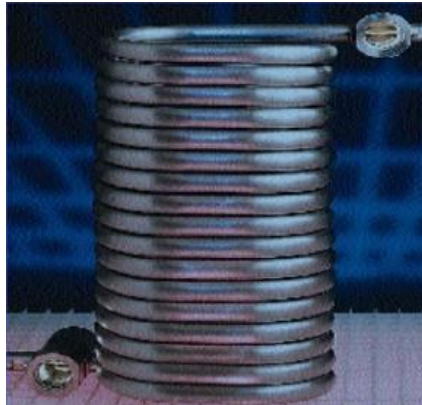
Figura 8 - *Chiller* de imersão



Fonte: Limberg (2013, p. 11).

Resfriadores de tubos concêntricos são construídos passando-se um tubo por dentro do outro, em trajetória geralmente helicoidal. No tubo interno circula o mosto quente, e no tubo externo circula água fria, no sentido contrário ao do mosto (contracorrente ou contra-fluxo). Esse tipo de trocador, que pode ser observado na Figura 9, também costuma ser fabricado em cobre, alumínio e aço inox (PALMER, 2006). A saída do tubo interno do trocador de calor é ligada ao fermentador, enquanto o mosto de cerveja é resfriado ele é transferido para o fermentador, diminuindo o tempo de produção.

Figura 9 - Resfriador de tubos concêntricos

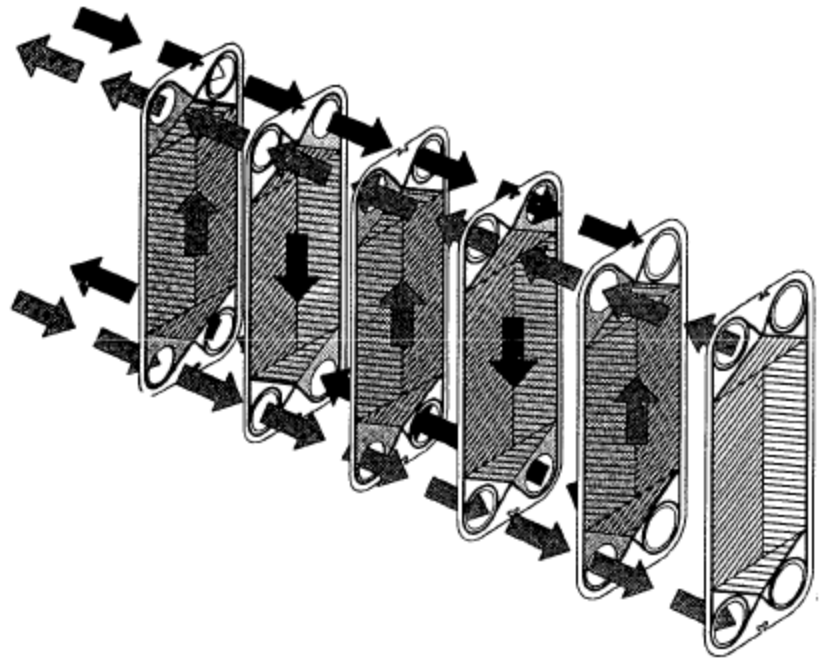


Fonte: Macedo (2012, p.10).

Chillers de placas são trocadores de calor construídos por uma série de placas – a quantidade de placas influencia na eficiência do trocador –, geralmente de aço inoxidável, montadas em uma unidade fechada. Por uma extremidade entra a água fria, sendo que essa sai quente pela extremidade oposta. No lado onde a água sai do *chiller* de placas entra o mosto quente, sendo que o mesmo deixa o trocador de calor na mesma extremidade em que a água fria entra. Esse tipo de trocador de calor exige uma certa atenção quanto a limpeza e são mais caros que os demais (HUGHES, 2014).

Como no caso dos resfriadores de tubos concêntricos, para trocadores de placas, enquanto o mosto é resfriado ele é transferido para o fermentador. Outro ponto em comum entre ambos, é que como o resfriamento do mosto ocorre dentro do trocador de calor, a ruptura a frio ocorre dentro do mesmo, assim algumas partículas em suspensão acabam se separando do líquido dentro do trocador de calor. Logo, parte desses sólidos acabam sendo levados para o fermentador, e uma parte pode acabar aderindo na parede da superfície de transferência térmica do trocador de calor. Com o passar do tempo essas partículas que aderem ao trocador de calor, podem acabar originando incrustações que causam perdas na troca térmica (LUCCA, 2013). A Figura 10 representa um trocador de calor de placas em vista explodida.

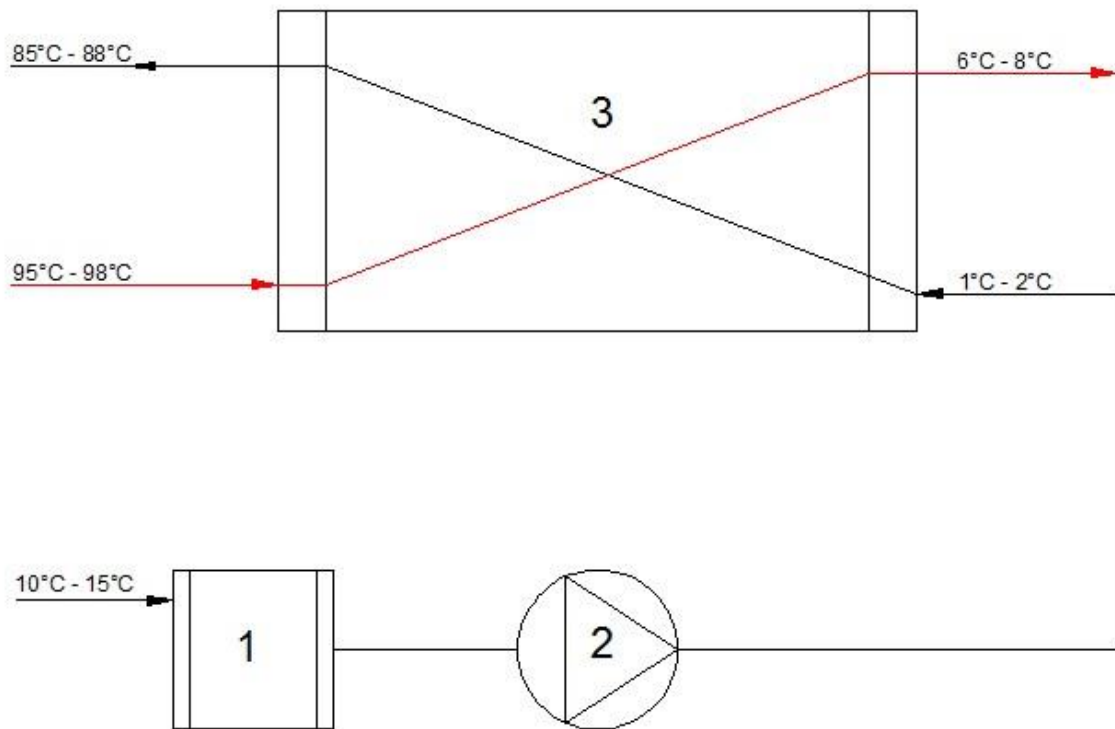
Figura 10 - Trocador de placas



Fonte: Fonte Kakaç e Liu (2002, p. 12).

Kunze (2006) afirma que trocadores de placas são amplamente utilizados na indústria por conta de sua eficiência e tamanho reduzido. Ele afirma que é muito comum, nas indústrias cervejeiras, utilizar sistemas de resfriamento para a água antes da entrada do trocador de calor, conseguindo resultados ainda mais expressivos. A Figura 11 mostra um esquema de utilização de um trocador de placas em um processo industrial, onde o elemento 1 é o sistema de resfriamento de água, o elemento 2 é a bomba da água e o elemento 3 é o trocador de placas.

Figura 11 - Esquema de utilização de um trocador de placas



Fonte: Adaptado pelo autor com base em Kunze (2006, p. 399).

2.4.1 A limpeza dos *chillers* de resfriamento de cerveja artesanal

Para Hughes (2014) os *chillers* de imersão são os elementos de refrigeração de mosto mais fáceis de limpar e assim realizar a manutenção que visa evitar as incrustações, sendo necessário apenas mergulhar o mesmo dentro de um recipiente com água fervendo logo após o processo de fabricação e antes do novo lote a ser resfriado. Resfriadores de imersão podem ser limpos utilizando-se vinagre de maçã, vinho ou vinagre destilado (PALMER, 2006).

Lucca (2013) afirma que, embora sejam altamente eficientes, o grande problema que envolve o uso de trocadores de calor do tipo placas é a incapacidade de desmontar os mesmos para realizar uma higienização física por parte dos cervejeiros caseiros. Isso acaba forçando muitos cervejeiros artesanais a realizarem limpezas de pouca eficiência, o que pode tornar o trocador de calor habitat ideal para certos microorganismos, e assim comprometer futuros lotes de fabricação que forem

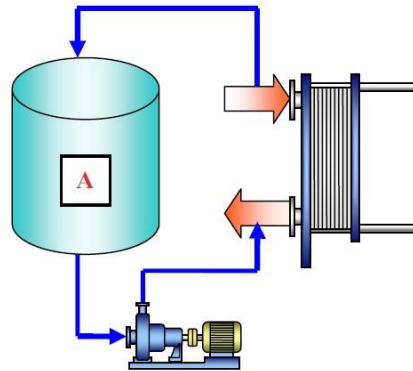
resfriados pelo trocador de calor. Dificuldades na limpeza dos mesmos podem facilitar a ocorrência de incrustações, diminuindo a eficiência do trocador com o passar do tempo.

De acordo com Palmer (2006) o mesmo ocorre com trocadores de calor de tubos concêntricos, onde a limpeza do tubo, no qual o mosto de cerveja escoar, acaba exigindo a utilização de produtos químicos.

Hughes (2014) afirma que esterilizadores ácidos-básicos são os mais apropriados para utilização durante a limpeza, não apenas dos trocadores de calor, mas como de vários equipamentos envolvidos na fabricação de cerveja caseira. Esses produtos são fáceis de usar, exigem pouco enxague e não reagem com metais como o inox. Esterilizadores a base de cloro e a base de iodo também são recomendados para realizar a higienização dos equipamentos, porém deve-se evitar utilizá-los em aços inoxidáveis, pois esses podem sofrer com a corrosão.

Bermo válvulas e equipamentos industriais Ltda. (2013) explica que, trocadores de calor de placas que são utilizados aplicações alimentícias podem ser higienizados através do sistema de limpeza *CIP* (*Clean in Place*). Esse sistema, exemplificado na Figura 12, consiste na administração de duas soluções, uma alcalina e a segunda ácida. Esse procedimento visa a limpeza de modo a evitar incrustações das placas devido a passagem do produto alimentício pelo trocador. Utilizando o sistema CIP, muitas indústrias diminuíram a necessidade de manutenções onde era necessário desmontar os trocadores de placas. Kunze (2006) também faz referência ao sistema CIP, indicando que o mesmo é a solução ideal para a higienização do dispositivo de resfriamento. Embora seja ideal para a limpeza de trocadores de calor de placas, esse método representa custos adicionais aos fabricantes caseiros de cerveja, além de desafios quanto a correta utilização dos produtos indicados.

Figura 12 - Esquema simplificado de CIP



Fonte: Bermo válvulas e equipamentos industriais Ltda (2013, p. 01).

2.5 Utilização de alumínio na fabricação de cerveja caseira

Segundo ABAL (2007), o alumínio possui características atóxicas, o que permite a sua utilização em aplicações alimentícias até em ambiente industrial. Um porém é de que as ligas de alumínio para esse tipo de aplicação não possuam presença de chumbo. Esse metal é amplamente misturado ao alumínio como forma de melhorar o processo de usinagem, mas por ser um metal pesado ele deve ser evitado em aplicações alimentícias.

ABAL (2007) afirma que o alumínio é um metal amplamente utilizado tanto no aquecimento como no resfriamento por causa das suas boas características de condução térmica.

Palmer (2006) defende o uso de placas e resfriadores de alumínio na fabricação de cerveja artesanal. Embora, ele mesmo admita que o ideal seja utilizar equipamentos fabricados com aços inoxidáveis, Palmer (2006) explica que na fabricação caseira, onde volumes e vazões de fluido são baixos, e todo o processo é manual, basta ter uma certa dose de atenção quanto ao uso e a limpeza dos utensílios fabricados em alumínio que nenhum prejuízo seria observado.

2.6 Utilização de aços inoxidáveis na fabricação de cerveja caseira

Costa (1994) afirma que os aços inoxidáveis são largamente utilizados nas indústrias alimentícias, principalmente por possuir superfícies inertes química e biologicamente, sendo esse um fator fundamental para a manutenção das propriedades e a preservação dos alimentos.

Outro aspecto apresentado por Costa (1994) é a resistência a corrosão apresentada pelo aço inoxidável, sendo que a corrosão é um elemento contaminante para alimentos. Por ser resistente a corrosão, os aços inoxidáveis podem ser higienizados com certos produtos químicos, o que facilita a limpeza de equipamentos industriais.

Gonçalves (2011) também defende o uso de aços inoxidáveis na indústria alimentícia, embora afirme que esse material oferece certos desafios e dificuldades na fabricação de implementos, em processos de usinagem e conformação por causa das características microestruturais do material.

Palmer (2006) e Hughes (2014) acreditam que os equipamentos fabricados com aços inoxidáveis apresentam grandes vantagens para a fabricação de cerveja caseira. Ambos afirmam que esse material permite a utilização de produtos químicos para a higienização, e que mesmo se o cervejeiro caseiro optar por fazer apenas a limpeza física, esse material é capaz de aguentar um processo mais vigoroso de limpeza, principalmente em se tratando de panelas.

3 METODOLOGIA

Nesse capítulo serão abordadas as etapas da metodologia que se aplicam a esse trabalho.

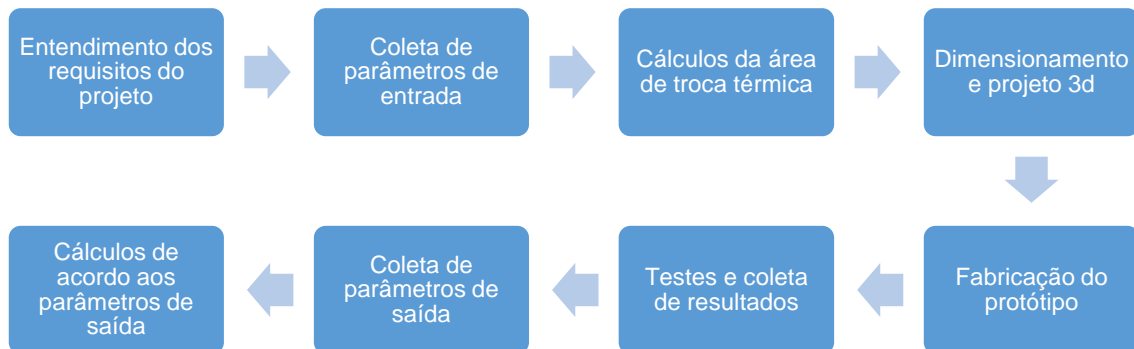
3.1 Método científico

De acordo com Silva e Menezes (2005), o presente trabalho tem por objetivo gerar conhecimentos para aplicação prática, visando solucionar um problema específico, o que o classifica como uma pesquisa de natureza aplicada. O caráter da pesquisa é quantitativo, pois de acordo com essa abordagem, opiniões e informações podem ser traduzidos em números, e assim analisados e qualificados.

3.2 Procedimento metodológico

O desenvolvimento do trocador de calor iniciou-se com o estudo do conceito na qual o mesmo está baseado, e com a definição da abordagem construtiva. Na Figura 13 pode-se conferir um fluxograma que delimita os tópicos que foram abordados visando atingir os objetivos previamente traçados e propostos no capítulo introdutório do presente trabalho. O desenvolvimento do cronograma é baseado nos conhecimentos bibliográficos estudados para a realização do projeto.

Figura 13 - Fluxograma das atividades



Fonte: Do autor (2017).

Entendimento dos requisitos do projeto: durante essa etapa foram estudadas possíveis formas construtivas e geométricas para o trocador de calor, e como esses dados se relacionam com trocadores de calor já em uso. A posição de trabalho do trocador e sua referência dimensional em relação as fontes de líquido quente e frio também foram determinadas nessa etapa.

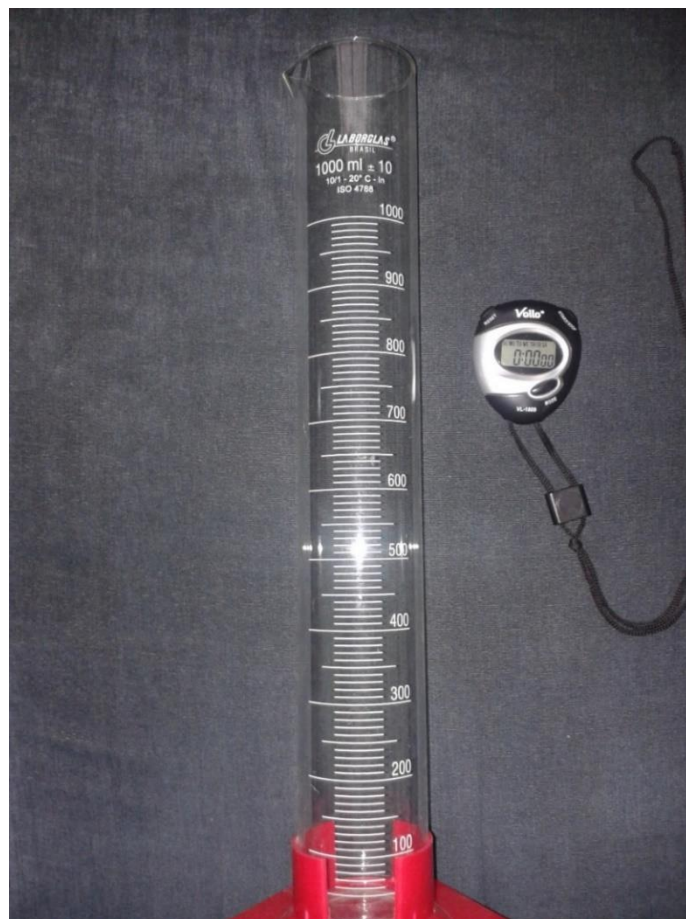
Coleta de parâmetros de entrada: a coleta de certos parâmetros de entrada do trocador de calor serviu como dados base para os cálculos da área de troca térmica. Durante essa etapa foram coletadas, com o uso de uma proveta da marca Laborglas com 1000ml de capacidade e com precisão de 10ml e um cronômetro da marca Vollo modelo VL-1809, as vazões de entrada de água (fluido frio) e de entrada para o mosto (fluido quente) no trocador de calor. A temperatura de entrada da água foi medida com o uso de um termômetro do tipo espeto da marca Incoterm. Esse instrumento possui uma exatidão de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ para faixas de temperatura entre -45°C e 200°C .

Figura 14 - Termômetro tipo espeto Incoterm



Fonte: Do autor (2017).

Figura 15 - Proveta e cronômetro usados na coleta de vazão



Fonte: Do autor (2017).

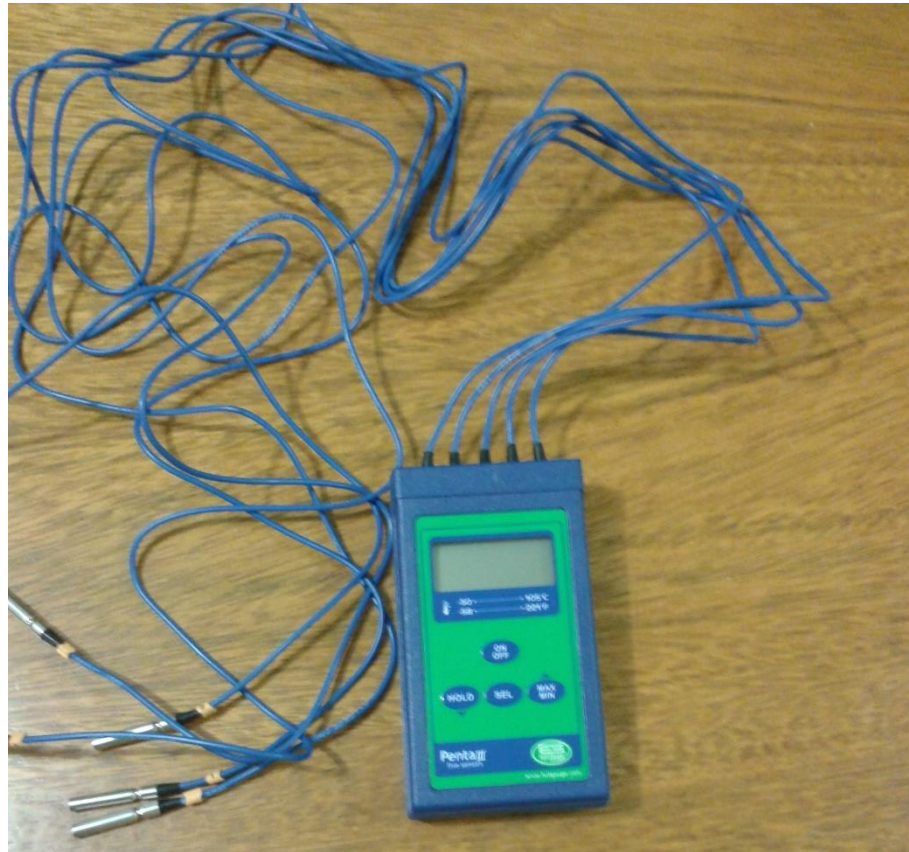
Cálculos da área de troca térmica: com posse dos dados iniciais coletados conforme a descrição do item anterior, o cálculo inicial, seguindo as equações vistas no referencial teórico deste trabalho, pode ser realizado, visando definir as dimensões para as áreas de troca térmica.

Dimensionamento e projeto em 3d: de acordo com as áreas de troca térmica calculadas, pode-se então atribuir valores para as medidas dos componentes do dispositivo. Com o auxílio de uma ferramenta de *CAD (computer aided design)*, realizou-se o projeto geométrico final do trocador de calor, e com base nessas medidas e informações as solicitações de compra e fabricação dos componentes do projeto foram realizadas.

Fabricação do Protótipo: com a aquisição dos materiais necessários realizou-se a conformação do tubo, ajustes de algumas peças e posteriormente a montagem do dispositivo. Durante essa etapa foram realizados testes em relação ao funcionamento, vedação e facilidade de operação do trocador de calor proposto, e das devidas modificações necessárias.

Testes e coleta de resultados: realizou-se a coleta da temperatura de saída da água de resfriamento, saída do mosto, entrada de água de resfriamento e entrada do mosto, com um termômetro Penta III da marca *Full Gauge Controls*. Segundo *Full Gauge Controls* (2015), este termômetro opera em faixas de temperatura que vão de -50°C até 105°C, com uma precisão de $\pm 0,3\%$. Esse termômetro pode realizar cinco leituras distintas de temperatura simultaneamente.

Figura 16 - Termômetro penta III *full gauge controls*



Fonte: Do autor (2017).

Em função do caráter transiente da vazão fornecida pela fonte de água quente, foram realizadas tomadas de medidas de temperatura a cada minuto durante a duração do processo de resfriamento, sendo que tal processo foi repetido quatro vezes.

Coleta de parâmetros de saída: nessa etapa, foram realizadas medições de vazão na saída do trocador de calor, tanto para fluido de resfriamento como para o mosto. O procedimento de medição foi o mesmo utilizado para os dados de entrada. Quatro medições de vazão para a saída de água fria. E uma tomada de volume a cada minuto para a vazão do mosto, até que a panela esteja vazia, sendo que esse procedimento foi repetido por quatro vezes.

Cálculos de acordo com os parâmetros de saída: em posse dos resultados e com as vazões de saída, foi realizado o cálculo visando a obtenção do coeficiente convectivo do casco e do coeficiente global para cada intervalo de um minuto.

4 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo é apresentado o desenvolvimento dos cálculos necessários para o dimensionamento do trocador de calor e de seus elementos construtivos, assim como os desenhos realizados com base nesses dados calculados.

Para a verificação dos dados foi realizada a fabricação de um protótipo experimental.

4.1 Entendimento dos requisitos do projeto

Após analisar o referencial teórico a respeito do processo de fabricação de cerveja artesanal, e avaliar os parâmetros importantes para o processo de resfriamento, algumas considerações foram realizadas.

O volume máximo de mosto foi estipulado em 22 litros, que é, segundo Hughes (2014), um volume comumente utilizado por fabricantes caseiros de cerveja.

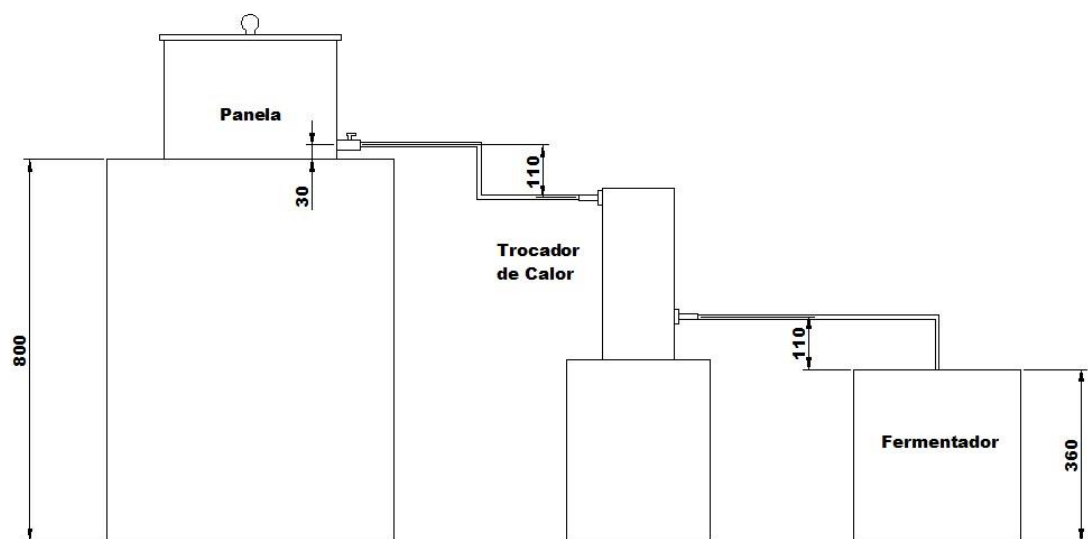
A temperatura de entrada do mosto, ou temperatura de fluído quente, foi determinada de acordo com a temperatura pós *whirlpool*, logo a temperatura de entrada varia entre 70°C e 80°C para o líquido quente.

A temperatura de saída do fluído quente foi determinado como 35°C, que é a temperatura em que o fluído não mais produz o sulfeto de dimetila, e a partir dessa temperatura o fluído já poderia ser armazenado em um recipiente fechado, diminuindo

assim a chance de contaminação. Abaixo dos 35°C a aplicação do fermento também já é possível.

A Figura 17 mostra a configuração do sistema de resfriamento para o mosto pós fervura. Durante os processos de coleta de dados e de testes, essa foi a configuração dos equipamentos. As dimensões apresentadas na Figura 17 são todas em milímetros.

Figura 17 - Layout do processo de resfriamento



Fonte: Do autor (2017).

Foi dimensionado um tubo helicoidal para o resfriamento, pois o uso dessa configuração permite que um comprimento relativamente grande de tubo seja encapsulado dentro de um casco pequeno. Esse foi um parâmetro definido em função da característica de que o trocador de calor permita uma desmontagem relativamente fácil.

Para o resfriamento foi considerado o uso de um tubo de alumínio com diâmetro externo de 9,53 milímetros e com espessura de parede igual a 0,8 milímetros, segundo dados da Embrar (2015).

O tubo helicoidal responsável pelo resfriamento do trocador de calor possui um diâmetro médio estimado em 110 milímetros (0,11 metros).

O fluido de resfriamento realizará duas passadas no tubo e o fluido quente realizará uma passada no casco, caracterizando o trocador de calor como um trocador de multipasses.

4.2 Coleta de parâmetros de entrada

Para a obtenção da vazão da água de resfriamento, proveniente da rede de abastecimento, foi utilizada uma proveta montada na altura que o trocador de calor irá operar conforme a Figura 17. Uma mangueira de diâmetro interno de 3/8" ligava a torneira à proveta.

Um valor para o tempo de escoamento foi determinado (13 segundos), e cronometrado, sendo que assim que o valor de tempo foi atingido o escoamento era cessado e o valor do volume captado era observado na proveta.

A torneira permaneceu totalmente aberta durante todo o procedimento de coleta de água, sendo que ao final de cada tomada volumétrica a mangueira era desviada da proveta e redirecionada para um recipiente de coleta (conforme pode ser observado na Figura 18). No início da próxima medição a mangueira era novamente posicionada na entrada da proveta assim que a contagem de tempo era iniciada no cronômetro. Esse procedimento foi repetido quatro vezes, conforme explanado na Tabela 2.

Figura 18 - Montagem da proveta para obtenção das vazões de água fria



Fonte: Do autor (2017).

Foram realizadas quatro medições como pode ser observado na Tabela 2.

Tabela 2 - Vazão do fluido frio

| | Volume (L) | Tempo (s) | Vazão (L/s) |
|----------|------------|-----------|-------------|
| Tomada 1 | 0,96 | 13 | 0,0738 |
| Tomada 2 | 0,97 | 13 | 0,0746 |
| Tomada 3 | 0,96 | 13 | 0,0738 |
| Tomada 4 | 0,95 | 13 | 0,0730 |
| Média | 0,96 | 13 | 0,0738 |

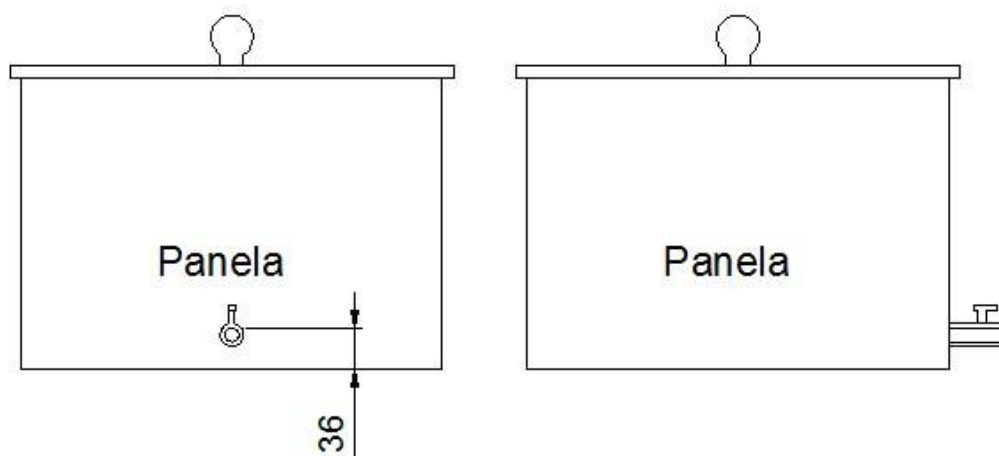
Fonte: Do autor (2017).

O ponto de partida para o mosto foi a panela de fervura com um volume de 22 litros (entrada de líquido quente do trocador de calor). Com a diminuição do volume da panela a medida que o fluido escoar, ocorre uma redução na vazão da panela, assim o volume escoado a partir da mesma foi medido dentro de um intervalo de

tempo. A cada minuto transcorrido foi realizada uma tomada de medida de volume escoado com o uso da proveta. Esse procedimento foi realizado quatro vezes.

Embora o volume da panela seja de 22 litros, só é possível escoar em torno de 19 litros de líquido em função da diferença entre a altura do registro e o fundo da panela conforme pode ser observado na Figura 19. Foi tomado como ponto de referência o ponto mais alto do diâmetro interno do registro, pois a partir desse ponto a ocupação de fluido não corresponde mais ao valor total da área da seção transversal do registro, causando uma diminuição significativa do valor de vazão. Perdas de mosto, ou mosto que não precisa ser resfriado, já são previstas no processo de fabricação em função da presença do *turb*.

Figura 19 - Altura limite de escoamento da panela em função do registro



Fonte: Do autor (2017).

A diferença de altura entre a saída da panela e o ponto de entrada de fluido na proveta é o mesmo mostrado na Figura 18 entre a panela e o trocador de calor. A Figura 20 mostra uma vista frontal do posicionamento da proveta em relação a panela de mosto, a mangueira de silicone com diâmetro de 3/8" responsável por conduzir a água até a proveta e o espigão de latão com diâmetro de 3/8", durante o processo de obtenção das vazões de mosto em função do tempo. Ao final de cada uma das medições a válvula da panela era fechada, girando a alavanca de acionamento 90°.

Figura 20 - Posicionamento da proveta para obtenção das vazões da panela



Fonte: Do autor (2017).

A Tabela 3 mostra valores das quatro tomadas de medidas para a vazão do mosto escoado a partir da panela em função do tempo, onde cada instante mostrado na tabela representa um período de 60 segundos.

Tabela 3 - Medidas de volume e vazão fluido quente em função do tempo

| Instante (min) | Tomada 1 | | Tomada 2 | | Tomada 3 | | Tomada 4 | | Vazão Média |
|-------------------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|----------------|
| | Vol. (L) | Vazão (L/s) | Vol. (L) | Vazão (L/s) | Vol. (L) | Vazão (L/s) | Vol. (L) | Vazão (L/s) | |
| 1 | 0,970 | 0,0162 | 0,990 | 0,0165 | 0,990 | 0,0165 | 0,960 | 0,0160 | 0,0163 |
| 2 | 0,950 | 0,0158 | 0,970 | 0,0162 | 0,960 | 0,0160 | 0,950 | 0,0158 | 0,0160 |
| 3 | 0,950 | 0,0158 | 0,970 | 0,0162 | 0,950 | 0,0158 | 0,940 | 0,0157 | 0,0159 |
| 4 | 0,950 | 0,0158 | 0,940 | 0,0157 | 0,940 | 0,0157 | 0,940 | 0,0157 | 0,0157 |

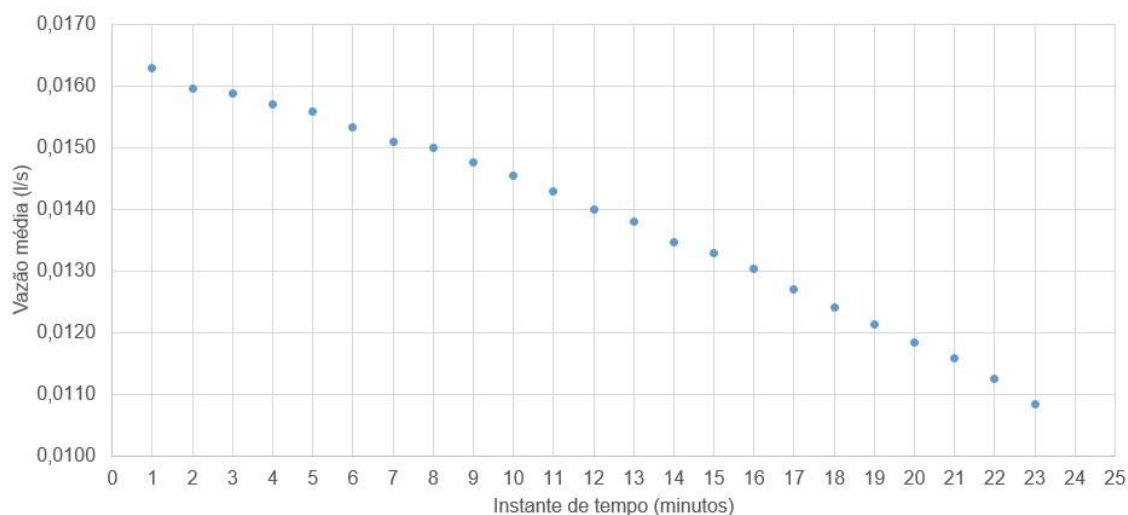
continua

| | Tomada 1 | | Tomada 2 | | Tomada 3 | | Tomada 4 | | |
|----|----------|--------|----------|--------|----------|--------|----------|--------|--------|
| 5 | 0,940 | 0,0157 | 0,930 | 0,0155 | 0,94 | 0,0157 | 0,930 | 0,0155 | 0,0156 |
| 6 | 0,920 | 0,0153 | 0,90 | 0,0150 | 0,930 | 0,0155 | 0,930 | 0,0155 | 0,0153 |
| 7 | 0,920 | 0,0153 | 0,90 | 0,0150 | 0,900 | 0,0150 | 0,90 | 0,0150 | 0,0151 |
| 8 | 0,910 | 0,0152 | 0,90 | 0,0150 | 0,900 | 0,0150 | 0,890 | 0,0148 | 0,0150 |
| 9 | 0,880 | 0,0147 | 0,880 | 0,0147 | 0,890 | 0,0148 | 0,890 | 0,0148 | 0,0148 |
| 10 | 0,870 | 0,0145 | 0,870 | 0,0145 | 0,870 | 0,0145 | 0,880 | 0,0147 | 0,0145 |
| 11 | 0,850 | 0,0142 | 0,870 | 0,0145 | 0,850 | 0,0142 | 0,860 | 0,0143 | 0,0143 |
| 12 | 0,830 | 0,0138 | 0,850 | 0,0142 | 0,830 | 0,0138 | 0,850 | 0,0142 | 0,0140 |
| 13 | 0,820 | 0,0137 | 0,830 | 0,0138 | 0,810 | 0,0135 | 0,850 | 0,0142 | 0,0138 |
| 14 | 0,800 | 0,0133 | 0,810 | 0,0135 | 0,800 | 0,0133 | 0,820 | 0,0137 | 0,0135 |
| 15 | 0,790 | 0,0132 | 0,810 | 0,0135 | 0,800 | 0,0133 | 0,790 | 0,0132 | 0,0133 |
| 16 | 0,790 | 0,0132 | 0,780 | 0,0130 | 0,780 | 0,0130 | 0,780 | 0,0130 | 0,0130 |
| 17 | 0,760 | 0,0127 | 0,760 | 0,0127 | 0,770 | 0,0128 | 0,760 | 0,0127 | 0,0127 |
| 18 | 0,740 | 0,0123 | 0,730 | 0,0122 | 0,760 | 0,0127 | 0,750 | 0,0125 | 0,0124 |
| 19 | 0,730 | 0,0122 | 0,710 | 0,0118 | 0,730 | 0,0122 | 0,740 | 0,0123 | 0,0121 |
| 20 | 0,710 | 0,0118 | 0,710 | 0,0118 | 0,700 | 0,0117 | 0,720 | 0,0120 | 0,0118 |
| 21 | 0,700 | 0,0117 | 0,680 | 0,0113 | 0,700 | 0,0117 | 0,700 | 0,0117 | 0,0116 |
| 22 | 0,680 | 0,0113 | 0,660 | 0,0110 | 0,680 | 0,0113 | 0,680 | 0,0113 | 0,0113 |
| 23 | 0,650 | 0,0108 | 0,630 | 0,0105 | 0,660 | 0,0110 | 0,660 | 0,0110 | 0,0108 |

Fonte: Do autor (2017)

O Gráfico 2 mostra o gráfico da vazão média calculada em função das quatro amostragens apresentadas na Tabela 3 em função do instante de tempo.

Gráfico 2 - Vazão média em função dos instantes de tempo



Fonte: Do autor (2017).

Para a obtenção da temperatura da água de resfriamento, foram realizadas sete tomadas de medidas, uma a cada dia. A medição foi realizada entre os dias 26/03/2017 e 01/04/2017. Todas as coletas foram realizadas as 13 horas. A Tabela 4 mostra essas tomadas de temperatura.

Tabela 4 - Temperaturas da água para resfriamento

| Data | Temperatura coletada |
|----------------------|----------------------|
| 26-03-17 | 24,6°C |
| 27-03-17 | 24,8°C |
| 28-03-17 | 25,4°C |
| 29-03-17 | 25,2°C |
| 30-03-17 | 24,8°C |
| 31-03-17 | 24,5°C |
| 01-04-17 | 25,3°C |
| Média da temperatura | 24,9°C |

Fonte: Do autor (2017).

A temperatura de entrada do mosto (entre 80 °C e 70 °C) pôde ser estipulada de acordo com valores de temperatura apresentados no referencial teórico para o mosto após o processo *whirlpool*. O valor de temperatura para a saída do mosto (valores próximos a 35°C) pôde ser inicialmente estipulada como um dado a ser atingido, pois abaixo desse patamar térmico o mosto para de produzir o DMS, de acordo com a fundamentação teórica a respeito do processo de fabricação de cerveja, sendo que abaixo dessa temperatura o mosto já pode ser armazenado em recipiente devidamente lacrado, a fim de evitar a contaminação por microorganismos.

4.3 Cálculos da área de troca térmica

Com a obtenção dos dados iniciais de entrada e as estimativas de saídas de mosto, foram realizados os cálculos para definir a dimensão da área de troca térmica para o trocador de calor.

Clerck (1958) afirma que as propriedades termofísicas da cerveja são imensamente semelhantes às da água, assim pode-se utilizar as propriedades da água para a cerveja. As propriedades foram obtidas de acordo com Incropera et al. (2008) (disponível no ANEXO A).

A temperatura de saída para a água de resfriamento é desconhecida, logo uma aproximação foi utilizada para o cálculo da temperatura da camada limite média utilizada para obter os valores das propriedades na Tabela do Anexo A. Foi estimada para a temperatura de saída o valor de 35°C. Para a temperatura de entrada foi utilizado o valor médio medido de acordo com a Tabela 4. A Equação 17 mostra o cálculo da temperatura da camada limite segundo Incropera et al. (2008).

Equação 17 - Equação da temperatura da camada limite média

$$T_f = \frac{T_f - T_\infty}{2} = 303K \quad 17$$

Já para o mosto o valor de temperatura utilizada para a obtenção das propriedades foi a média entre as temperaturas de entrada e saída do mesmo.

$$T_f = \frac{T_f - T_\infty}{2} = 330,5K$$

A vazão mássica (\dot{m}) foi obtida em função dos valores de vazão apresentados nas Tabelas 2 e 3, para água e mosto, respectivamente. Para a água usada no resfriamento foi utilizado o valor médio de vazão obtida a partir de amostras provenientes da rede de água, já para o mosto foi considerado o valor de vazão para o instante de tempo 1, inicialmente. Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), um litro de água pesa 1 kg, segundo essa consideração os valores de vazão foram correlacionados com os de vazão mássica necessários aos cálculos.

A Tabela 5 contém as propriedades para o mosto e para a água de resfriamento conforme Tabela do Anexo A. Para a obtenção de alguns dos dados interpolações foram necessárias.

Tabela 5 - Propriedades para água e para o mosto

| Dados | Água | Mosto |
|-----------|----------------------------|----------------------------|
| CP | 4178,4 J/kgK | 4184 J/kgK |
| Pr | 5,45 | 3,15 |
| μ | 0,000803 Ns/m ² | 0,000489 Ns/m ² |
| \dot{m} | 0,0738 kg/s | 0,0163 kg/s |
| k | 0,617 W/mK | 0,65 W/mK |

Fonte: Do autor (2017).

Em posse dos dados da Tabela 5 pode-se iniciar o processo de cálculo da área de troca térmica do trocador de calor. Utilizando-se a Equação 3 pode-se calcular o número de Reynolds para a água que escoar pela serpentina promovendo o resfriamento do mosto. Sendo que o diâmetro interno do tubo (d_i) é igual a 0,0079 milímetros.

$$Re_d = \frac{4\dot{m}_{fluido}}{\pi d_i \mu_i} = 14819,85$$

Uma vez que o valor de Reynolds foi calculado, e utilizando a Equação 6 calcula-se o fator de atrito (f).

$$f = (0,790 \ln Re_d - 1,64)^{-2} = 0,028$$

Agora já é possível calcular Nusselt segundo a correlação de Gnielinski, conforme a Equação 5.

$$Nu_d = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_d - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} = 103,04$$

Em posse destes valores já é possível calcular Nusselt de acordo a correlação de Pratt, para escoamento turbulento em tubos helicoidais conforme a Equação 7. Porém para realizar esse cálculo é preciso conhecer o valor do raio do tubo helicoidal (0,00475m) e o raio do helicoide (0,055m).

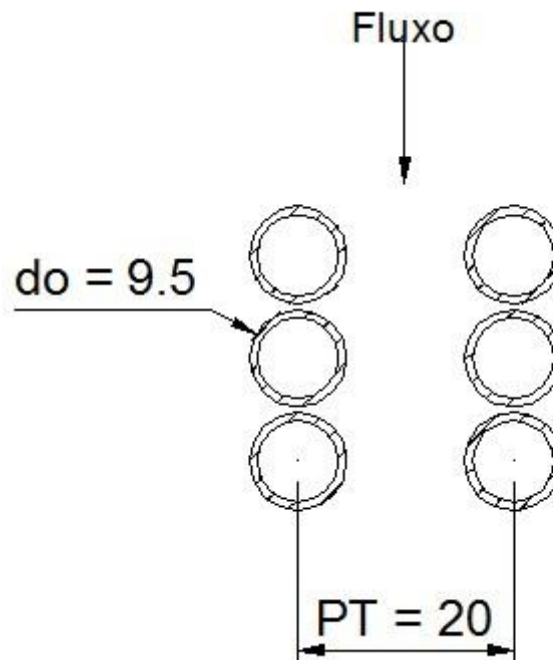
$$\frac{Nu_c}{Nu_d} = 1,0 + 3,4 \left(\frac{a}{R}\right) = 117,83$$

Agora já é possível, utilizando a Equação 2, calcular o valor para o coeficiente convectivo dos tubos.

$$h_i = Nu_c \frac{k}{d_i} = 9203,44 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, também é necessário conhecer o valor do coeficiente convectivo para o casco do trocador de calor (h_e). Mas antes de se calcular o coeficiente convectivo, deve-se utilizar a Equação 9 para obter o valor do diâmetro médio equivalente. Mas para calcular o D_{eq} é necessário conhecer os parâmetros P_T e d_o , representados na Figura 21.

Figura 21 - Organização dos tubos em relação ao escoamento



Fonte: Do autor (2017).

A Figura 21 mostra uma previsão da distribuição média, em milímetros, das diferentes passadas do tubo helicoidal do trocador de calor. Esse é um parâmetro dimensional a ser respeitado durante a fase de projeto e execução do trocador de calor. Kakaç e Liu (2002) afirmam que em certos casos a medida P_T é obtida através da média das distâncias centrais dos tubos, visto que eventualmente algumas diferenças de medidas entre alguns tubos podem ser observadas.

De acordo a Figura 21, pode-se atribuir valores a P_T e d_o , e assim calcular o valor do diâmetro médio equivalente. Então: $P_T = 0,020m$ e $d_o = 0,0095m$. Assim pode-se calcular o valor para o diâmetro médio equivalente através da Equação 9.

$$D_{eq} = \frac{4(P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4})}{\pi d_o} = 0,044137m$$

Por meio da Equação 8 pode-se calcular o valor do número de Reynolds para o casco do trocador de calor helicoidal.

$$Re_{casco} = \frac{4\dot{m}_{fluido}}{\pi D_{eq} \mu_e} = 962,06$$

Utilizando-se a Equação 10 calcula-se o valor para o número de Nusselt, onde as constantes C e m são obtidas da Tabela 1 e o número de Prandtl para o fluido quente é obtido na Tabela 5: Assim: $Pr = 3,15$, $C = 0,683$ e $m = 0,466$.

$$Nu_{casco} = C Re_{casco}^m Pr^{1/3} = 24,58$$

A Equação 11 pode então ser utilizada a fim de obter o valor para o coeficiente convectivo do caso.

$$h_e = Nu_{casco} \frac{k}{D_{eq}} = 362 W/m^2 K$$

Utilizando-se a Equação 1, o coeficiente global de transferência de calor pôde ser calculado, considerando que: $R_{di} = 0,0001 \text{ m}^2 K/W$ e $R_{de} = 0,0002 \text{ m}^2 K/W$. Segundo Çengel e Ghajar (2014), para trocadores de calor com tubulações de paredes finas e com elevados valores para a condutividade térmica do material, a resistência térmica oferecida pela tubulação pode ser considerada desprezível, no cálculo do coeficiente global de transferência de calor. Desta forma optou-se por descartar esse parâmetro, e assim a Equação 1 pode ser reescrita.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R''_{d,i} + R''_{d,e} + \frac{1}{h_e}$$

Dessa forma o coeficiente global de transferência de calor pode finalmente ser determinado.

$$U = 315,39 W/m^2 K$$

Agora deve-se realizar o balanço de energia global para um dos fluídos. Utilizando-se a Equação 12 e 13 pode-se obter a transferência de calor e o valor para a temperatura do fluido frio que ainda não é conhecido. A vazão mássica para o fluido

quente e frio, assim como as propriedades termofísicas dos fluidos podem ser obtidas na Tabela 5. Assim: $\dot{m}_q = 0,0163\text{kg/s}$, $C_{p,q} = 4184\text{J/kgK}$, $T_{q,e} = 353\text{K}$ e $T_{q,s} = 308\text{K}$.

$$Q = \dot{m}_q C_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) = 3068,96 \text{ W}$$

Reescrevendo a Equação 13, pode-se calcular a temperatura de saída para o fluido frio. Onde: $\dot{m}_f = 0,0738\text{kg/s}$, $C_{p,f} = 4178,4\text{J/kgK}$ e $T_{f,e} = 298\text{K}$.

$$T_{f,s} = 34,95^\circ\text{C}$$

Em posse dos dados de temperatura e combinando as Equações 16, 17 e 18, pode-se calcular o $\Delta T m l_{cf}$.

$$\Delta T m l_{cf} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}\right)}$$

Como o dispositivo de troca térmica a ser desenvolvido pode ser classificado como um trocador com dois passes nos tubos e um passe no casco, o fator F deve ser obtido através do Gráfico 1. Para isso é necessário utilizar as Equações 19 e 20, a fim de obter os parâmetros para verificar o fator F no Gráfico 1.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 0,18$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = 4,52$$

Assim o valor para o fator F obtido no Gráfico 1 foi igual a 0,94. Agora utilizando-se a Equação 11 pode-se calcular o valor de $\Delta T m l$.

$$\Delta T m l = F \Delta T m l_{cf} = 21,88^\circ\text{C}$$

Reescrevendo a Equação 14, com os dados calculados anteriormente e sabendo que o diâmetro do tubo de resfriamento $d_o = 0,0095\text{m}$, pode-se calcular o comprimento (l) do tubo de resfriamento.

$$Q = UA\Delta Tml$$

$$l = \frac{Q}{U\pi d_o \Delta Tm} = 14,9\text{m}$$

O procedimento de cálculo visto anteriormente foi aplicado para a média da vazão mássica para o fluido quente no instante de tempo 1. Como a fonte de escoamento para o mosto quente é uma panela, cujo volume, e consequentemente a vazão produzida por ela, varia ao longo do escoamento, os valores de vazão volumétrica foram obtidos ao longo do tempo conforme os dados da Tabela 3. A Tabela 6 mostra os valores calculados para Reynolds do casco (Re_{casco}), coeficiente convectivo do casco (h_e), temperatura de saída do fluido frio ($T_{f,s}$), para taxa total de transferência de calor entre o fluido quente e frio (Q), coeficiente global de transferência de calor (U) e para o comprimento do tubo de resfriamento (l), para todos os valores médios de vazão do fluido quente obtidos em função do tempo, conforme os dados da Tabela 3.

Tabela 6 - Parâmetros calculados em função da variação da vazão no tempo

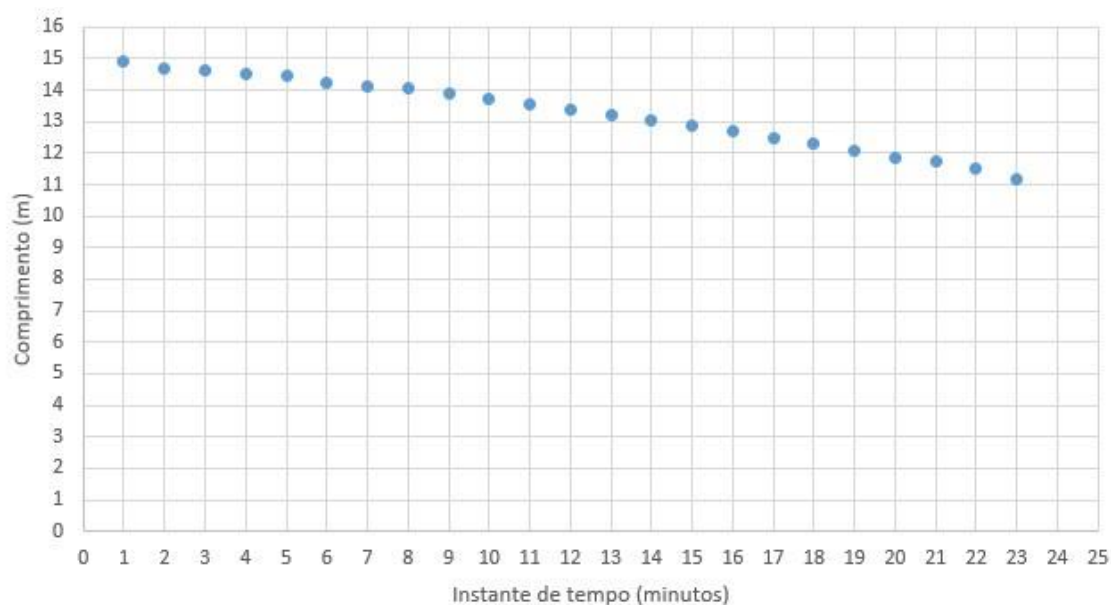
| Instante (min) | \dot{m}_q (kg/s) | Re_{casco} | h_e (W/m ² K) | $T_{f,s}$ (°C) | Q (W) | U (W/m ² K) | l (m) |
|-------------------|-----------------------|---------------------|-------------------------------|-------------------|----------|---------------------------|----------|
| 1 | 0,0163 | 962,06 | 362 | 34,95 | 3068,96 | 315,39 | 14,9 |
| 2 | 0,0160 | 944,36 | 358,94 | 34,76 | 3012,48 | 313,03 | 14,70 |
| 3 | 0,0159 | 938,45 | 357,89 | 34,71 | 2993,65 | 312,23 | 14,64 |
| 4 | 0,0157 | 926,65 | 355,79 | 34,59 | 2955,99 | 310,63 | 14,50 |
| 5 | 0,0156 | 920,75 | 354,74 | 34,52 | 2937,17 | 309,82 | 14,43 |
| 6 | 0,0153 | 903,04 | 351,54 | 34,34 | 2880,68 | 307,38 | 14,23 |
| 7 | 0,0151 | 891,24 | 349,39 | 34,22 | 2843,03 | 305,74 | 14,10 |
| 8 | 0,0150 | 885,33 | 348,31 | 34,16 | 2824,20 | 304,91 | 14,03 |

| | | | | | | | |
|----|--------|--------|--------|-------|---------|--------|-------|
| 9 | 0,0148 | 873,53 | 346,14 | 34,04 | 2786,54 | 303,24 | 13,90 |
| 10 | 0,0145 | 855,82 | 342,85 | 33,85 | 2730,06 | 300,72 | 13,70 |
| 11 | 0,0143 | 844,02 | 340,64 | 33,73 | 2692,40 | 299,01 | 13,56 |
| 12 | 0,0140 | 826,31 | 337,29 | 33,55 | 2635,92 | 296,43 | 13,36 |
| 13 | 0,0138 | 814,51 | 335,04 | 33,43 | 2598,26 | 294,69 | 13,23 |
| 14 | 0,0135 | 796,80 | 331,62 | 33,24 | 2541,78 | 292,04 | 13,02 |
| 15 | 0,0133 | 784,99 | 329,32 | 33,12 | 2504,12 | 290,26 | 12,89 |
| 16 | 0,0130 | 767,29 | 325,84 | 32,94 | 2447,64 | 287,55 | 12,69 |
| 17 | 0,0127 | 749,58 | 322,31 | 32,75 | 2391,15 | 284,80 | 12,48 |
| 18 | 0,0124 | 731,87 | 318,74 | 32,57 | 2334,67 | 282,01 | 12,28 |
| 19 | 0,0121 | 714,17 | 315,13 | 32,39 | 2278,19 | 279,17 | 12,07 |
| 20 | 0,0118 | 696,46 | 311,46 | 32,20 | 2221,70 | 276,29 | 11,87 |
| 21 | 0,0116 | 684,66 | 308,99 | 32,08 | 2184,05 | 274,35 | 11,73 |
| 22 | 0,0113 | 666,95 | 305,24 | 31,90 | 2127,56 | 271,39 | 11,53 |
| 23 | 0,0108 | 637,44 | 298,87 | 31,59 | 2033,42 | 266,34 | 11,18 |

Fonte: Do autor (2017).

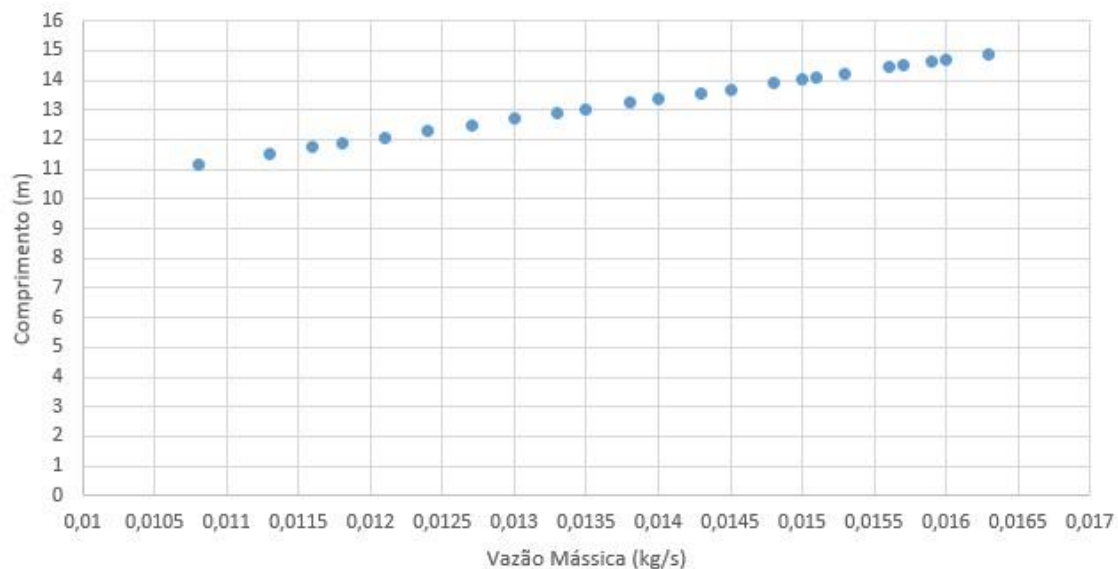
Os Gráficos 3 e 4 mostram o comprimento do tubo de resfriamento em função dos instantes de tempo de análise do escoamento da panela e em função da vazão mássica, respectivamente.

Gráfico 3 - Comprimento em função do tempo de escoamento



Fonte: Do autor (2017).

Gráfico 4 - Comprimento em função da vazão mássica



Fonte: Do autor (2017).

4.4 Dimensionamento e projeto em 3d

Conhecendo-se o comprimento exigido para o tubo de refrigeração, o dimensionamento dos diversos componentes do trocador de calor pode ser realizado. O modelamento do trocador de calor em 3d foi realizado com auxílio do *software SolidWork*, porém alguns parâmetros devem ser definidos antes de iniciar o modelamento.

O maior comprimento do tubo encontrado no processo de cálculo foi de 14,90 metros, portanto, decidiu-se optar por esse parâmetro para a tomada de decisão em relação ao material a ser comprado para a fabricação do protótipo, então optou-se por utilizar um tubo de alumínio de 15 metros de comprimento. Segundo Embrar (2015), o comprimento padrão dos tubos de alumínio maleável é de 15 metros, logo foi adquirido apenas um tubo deste tipo para a confecção do protótipo, já que seu comprimento é levemente maior que o comprimento do tubo no pior caso calculado. Caso o cálculo tivesse apresentado um valor maior do que os 15 metros de tubo disponibilizado pelo fornecedor, um segundo tubo seria comprado e o trocador de calor teria um segundo tubo helicoidal no seu interior, exigindo que o processo de cálculo fosse realizado novamente.

Como forma de otimizar o tamanho do trocador de calor, optou-se por conformar o tubo helicoidal em duas passadas. Ou seja, um tubo com dois helicoides.

Escolheu-se o alumínio para a fabricação do tubo helicoidal em função da facilidade em obter tubos conformáveis neste material junto aos fornecedores e por causa da facilidade de conformação do mesmo. Embora o alumínio não seja o material mais indicado para a utilização em aplicações alimentícias, sua utilização nesse setor ainda é bastante significativa.

Já para o casco optou-se por utilizar o aço inoxidável AISI 304, pois, segundo Gonçalves (2011), esse material é bastante empregado em aplicações alimentícias.

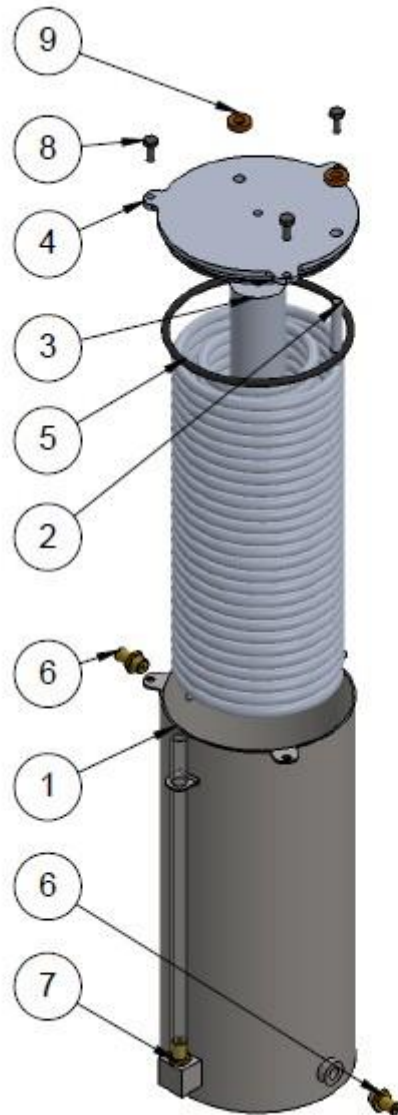
A Figura 22 mostra uma vista explodida do modelamento do trocador de calor, onde pode-se observar os componentes do mesmo. No Quadro 1, estão nomeados os componentes que podem ser observados na Figura 22.

Quadro 1 - Descrição dos componentes do trocador de calor

| Item | Nome do componente |
|------|---|
| 01 | Casco de aço inoxidável (AISI 304) |
| 02 | Tubo de duplo helicoide |
| 03 | Espigão de alumínio |
| 04 | Tampa do trocador (alumínio) |
| 05 | Borracha de vedação entre o casco e a tampa |
| 06 | Espigões de entrada e saída do mosto |
| 07 | Visor de nível de mosto no trocador |
| 08 | Parafuso sextavado M6 |
| 09 | Borracha de vedação/fixação tubo helicoidal |

Fonte: Do autor (2017).

Figura 22 - Vista explodida do modelamento do trocador de calor

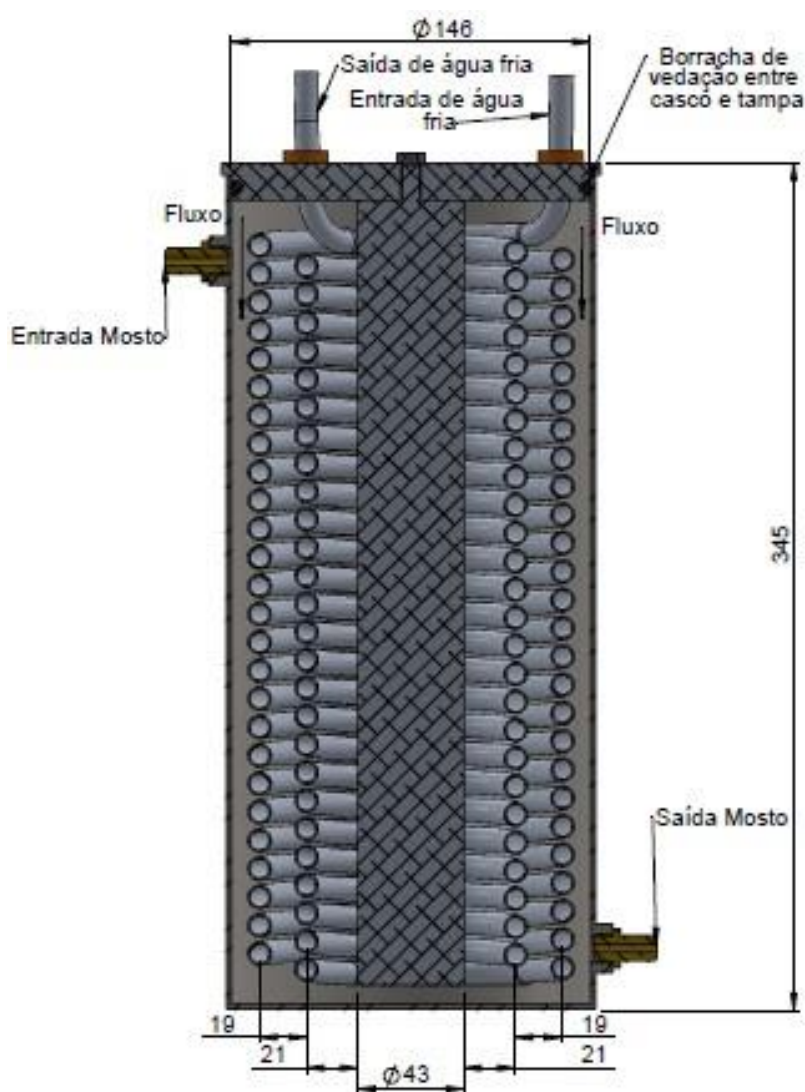


Fonte: Do autor (2017).

Na Figura 22 pode-se observar que a fixação da tampa do trocador de calor é feita por três parafusos M6 (item 8) e a vedação do sistema casco-tampa é feita por uma borracha de vedação do tipo *o'ring*. Basta então abrir esses três parafusos e vencer a resistência da borracha para desmontar o tubo helicoidal do casco. A serpentina é acoplada à tampa por meio do item 9, que é uma borracha de vedação para *airlock* com furo de 3/8", que, segundo Palmer (2006), é um item bastante utilizado por cervejeiros caseiros.

O espigão de alumínio (item 3), foi utilizado como um elemento de ocupação de espaço, reduzindo assim o volume de mosto no centro da serpentina forçando o mosto quente para mais perto do tubo de resfriamento. Outra função para esse dispositivo é gerar uma aproximação para a medida de centro dos tubos, algo necessário para garantir que o projeto tenha o mesmo diâmetro médio equivalente (D_{eq}) considerado na etapa de cálculo. Esse detalhe pode ser observado melhor na Figura 23, cujas dimensões estão em milímetros.

Figura 23 - Vista em corte do trocador de calor



Fonte: Do autor (2017).

Conforme observado na Figura 23, a média entre as medidas centrais das voltas do tubo ($((19+19+21+21)/4 = 20\text{mm})$), coincide com o valor de centro entre as espirais (P_T) adotado no processo de cálculo para o diâmetro médio equivalente.

O diâmetro interno da conexão de saída do casco é 0,5 milímetros menor que a medida do diâmetro interno da conexão de entrada, para que o nível de ocupação do trocador de calor se mantenha o mais constante possível durante o processo.

4.5 Fabricação do protótipo

Após o modelamento do trocador de calor por meio do *software* de desenho, iniciou-se a fase de fabricação do protótipo, de acordo com as medidas observadas na Figura 23.

Para o tubo em duplo helicoide foi utilizado alumínio, como já havia sido determinado na fase de dimensionamento e projeto em 3d.

Figura 24 - Serpentina de duplo helicoide



Fonte: Do autor (2017).

Na etapa de dimensionamento dos componentes do trocador de calor, definiu-se que o casco seria fabricado em aço inoxidável AISI 304, porém para a fabricação do protótipo optou-se por utilizar um tubo de pvc com 150mm de diâmetro.

Embora esse material não seja adequado para a fabricação do trocador de calor em si, ele foi escolhido como material do casco para o protótipo pela facilidade de obtenção do mesmo junto a fornecedores locais, fácil manuseio e por atender um importante requisito do ponto de vista do cálculo.

Figura 25 - Protótipo em vista explodida



Fonte: Do autor (2017).

Durante a etapa de cálculo, utilizou-se as equações para o balanço global de energia no fluido quente e frio, sendo que, segundo Incropera et al. (2008), esse procedimento de cálculo exige que a transferência de calor para a vizinhança seja

desprezível. Segundo Lucca (2013) materiais poliméricos possuem coeficiente condutivo com valores em torno de $0,22\text{W/mK}$ para 300K , enquanto que o coeficiente condutivo do aço inoxidável AISI 304 é igual a $14,9\text{ W/mK}$, para 300K . Dessa forma o tubo de *pvc* atuaria como um isolante térmico mais eficiente que o aço inoxidável, logo sua utilização para os testes de transferência térmica seria mais adequado ao procedimento de cálculo realizado.

4.6 Testes e coleta de resultados

Para o procedimento de testes e para a coleta de resultados, as alturas descritas na Figura 17 foram mantidas, uma vez que essas foram as medidas utilizadas no processo de obtenção da vazão de mosto oriundo da panela e para a vazão de água fria, dados importantes para o procedimento de cálculo que norteou a fabricação do protótipo.

Durante esta etapa observou-se um procedimento para a operação do trocador de calor. A alimentação de água fria para o resfriamento foi iniciada, e logo em seguida foi aberta a válvula da panela, liberando a entrada de líquido quente no trocador de calor. A válvula de saída do trocador de calor se manteve fechada, até que, através da observação do visor de nível, fosse constatado que o volume de ocupação do trocador de calor havia sido preenchido. A partir desse ponto a válvula de saída do trocador de calor foi aberta, e o cronômetro ativado. Passado um minuto do início do escoamento a primeira tomada de temperatura foi realizada, para a saída de água quente, saída de água fria, entrada de água quente e entrada de água fria. Ao longo de todo o escoamento tomadas de medida para esses parâmetros foram realizadas a cada minuto.

Para a obtenção das temperaturas quatro sensores térmicos foram montados, onde o sensor 1 (S1) monitorava a temperatura de saída do mosto, o sensor 2 (S2) a temperatura de saída da água, o sensor 3 (S3) a entrada de mosto e o sensor 4 (S4) monitorou a temperatura de entrada da água.

Figura 26 - Distribuição dos sensores de temperatura



Fonte: Do autor (2017).

A Figura 27 mostra a forma de montagem dos sensores térmicos, utilizando poços termométricos com dimensões e materiais descritas por Full Gauge Controls (2015), conforme Anexo B.

Figura 27 - Montagem dos sensores de temperatura



Fonte: Do autor (2017).

Na Tabela 7 pode-se observar os quatro ensaios realizados com o protótipo e os dados obtidos, onde: t é o instante de tempo dado em minutos; TQS equivale a temperatura quente de saída ($^{\circ}\text{C}$); TFS equivale a temperatura fria de saída ($^{\circ}\text{C}$); TQE é igual a temperatura quente de entrada ($^{\circ}\text{C}$) e TFE é a temperatura fria de entrada ($^{\circ}\text{C}$).

Tabela 7 - Dados coletados dos experimentos

| | Ensaio 1 | | | | Ensaio 2 | | | | Ensaio 3 | | | | Ensaio 4 | | | |
|-----|----------|------|------|------|----------|------|------|------|----------|------|------|------|----------|------|------|------|
| t | TQS | TFS | TQE | TFE | TQS | TFS | TQE | TFE | TQS | TFS | TQE | TFE | TQS | TFS | TQE | TFE |
| 1 | 33,6 | 38,8 | 80 | 21,8 | 35,4 | 41 | 80,4 | 24,2 | 35,3 | 39,9 | 80 | 23,3 | 35,4 | 40,5 | 80,1 | 23,8 |
| 2 | 34,2 | 39,4 | 79,8 | 21,8 | 35,6 | 41,8 | 80,3 | 24,2 | 35,4 | 40,3 | 79,7 | 23,3 | 35,6 | 40,8 | 80 | 23,8 |
| 3 | 34,4 | 39,5 | 79,8 | 21,8 | 35,5 | 41,6 | 80,1 | 24,2 | 35,5 | 40,2 | 79,5 | 23,3 | 35,4 | 40,8 | 79,8 | 23,8 |
| 4 | 34 | 39,5 | 79,7 | 21,8 | 35,5 | 41,5 | 79,9 | 24,2 | 35,2 | 39,9 | 79,3 | 23,3 | 35,3 | 40,7 | 79,7 | 23,8 |
| 5 | 33,8 | 39,3 | 79,5 | 21,9 | 35,3 | 41,4 | 79,8 | 24,1 | 35,2 | 39,9 | 79,1 | 23,3 | 35,3 | 40,5 | 79,7 | 23,8 |
| 6 | 33,8 | 39,1 | 79,3 | 21,9 | 35,3 | 41,1 | 79,6 | 24,1 | 35 | 39,6 | 79,1 | 23,3 | 35,2 | 40,3 | 79,6 | 23,8 |
| 7 | 33,6 | 38,9 | 79 | 21,9 | 35,2 | 41,1 | 79,6 | 24,2 | 34,9 | 39,2 | 78,7 | 23,3 | 35 | 39,8 | 79,3 | 23,8 |
| 8 | 33,5 | 38,9 | 79,1 | 21,9 | 35,3 | 40,9 | 79,6 | 24,2 | 34,8 | 39,1 | 78,7 | 23,3 | 35 | 39,6 | 79,1 | 23,8 |
| 9 | 33,6 | 38,3 | 78,7 | 21,9 | 35,2 | 40,8 | 79,5 | 24,2 | 34,9 | 38,9 | 78,4 | 23,3 | 35 | 39,5 | 79 | 23,8 |
| 10 | 33,6 | 37,9 | 78,6 | 21,9 | 35 | 40,5 | 79,3 | 24,2 | 34,9 | 38,6 | 78,4 | 23,3 | 34,9 | 39,2 | 78,7 | 23,8 |
| 11 | 33,5 | 37,6 | 78,4 | 21,9 | 34,8 | 40,1 | 79,1 | 24,2 | 34,9 | 38,6 | 78,3 | 23,3 | 34,9 | 38,8 | 78,5 | 23,8 |
| 12 | 33,4 | 37,6 | 78,3 | 21,9 | 34,8 | 39,9 | 79 | 24,2 | 34,8 | 38,2 | 78,1 | 23,3 | 34,8 | 38,6 | 78,3 | 23,8 |

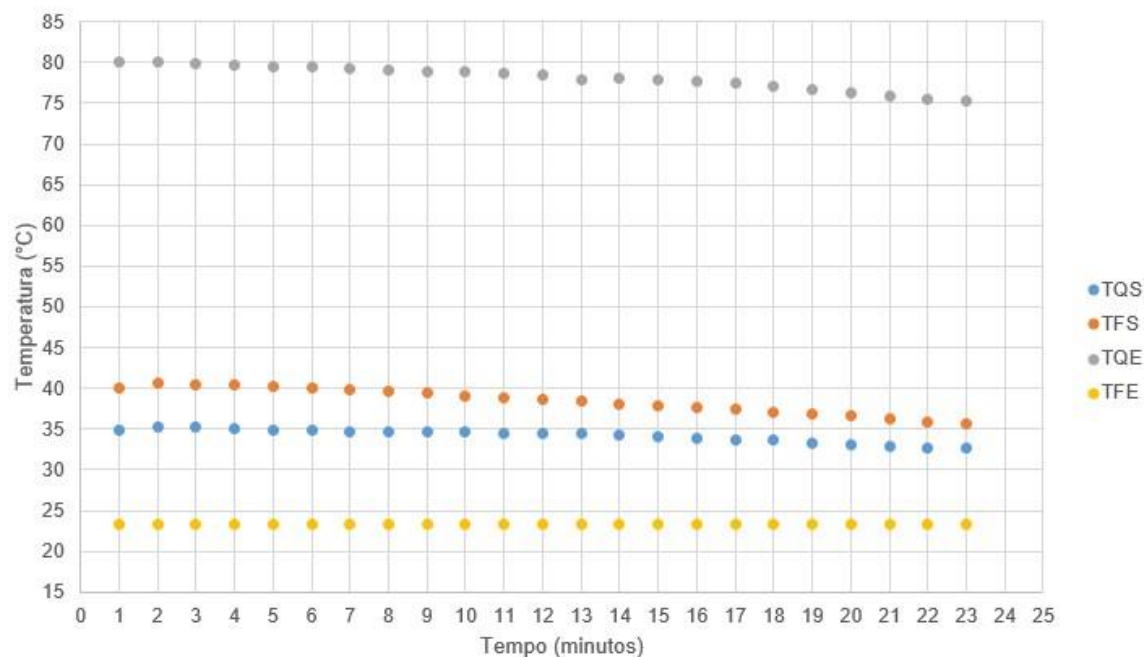
continua

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 13 | 33,4 | 37,5 | 78 | 21,9 | 34,7 | 39,5 | 78,6 | 24,2 | 34,7 | 38,1 | 77,8 | 23,3 | 34,6 | 38,4 | 77 | 23,8 |
| 14 | 33,2 | 37,3 | 77,8 | 22 | 34,7 | 39,2 | 78,6 | 24,2 | 34,3 | 37,6 | 77,6 | 23,3 | 34,4 | 38,2 | 77,8 | 23,8 |
| 15 | 33,2 | 37 | 77,9 | 21,9 | 34,6 | 38,9 | 78,5 | 24,2 | 34,3 | 37,5 | 77,4 | 23,3 | 34,4 | 37,9 | 77,7 | 23,8 |
| 16 | 33,1 | 36,8 | 77,6 | 21,9 | 34,4 | 38,6 | 78 | 24,2 | 33,9 | 37,2 | 77,2 | 23,3 | 34,2 | 37,6 | 77,6 | 23,8 |
| 17 | 32,9 | 36,4 | 77,2 | 21,9 | 34,1 | 38,5 | 77,8 | 24,2 | 33,8 | 37 | 77 | 23,3 | 34 | 37,5 | 77,4 | 23,8 |
| 18 | 32,8 | 36,3 | 76,8 | 21,9 | 34 | 38,3 | 77,4 | 24,2 | 33,6 | 36,6 | 76,7 | 23,3 | 33,8 | 37,3 | 77,2 | 23,8 |
| 19 | 32,8 | 35,7 | 76,5 | 21,9 | 33,7 | 37,8 | 77 | 24,2 | 33,2 | 36,6 | 76,3 | 23,3 | 33,6 | 37,2 | 76,9 | 23,8 |
| 20 | 32,6 | 35,5 | 76,2 | 21,9 | 33,6 | 37,5 | 76,7 | 24,2 | 32,9 | 36,5 | 75,8 | 23,3 | 33,3 | 37 | 76,6 | 23,8 |
| 21 | 32,4 | 35,1 | 75,8 | 21,9 | 33,3 | 37,3 | 76,3 | 24,2 | 32,6 | 36,1 | 75,2 | 23,3 | 33,2 | 36,6 | 76,2 | 23,8 |
| 22 | 32,4 | 35 | 75,5 | 21,9 | 33 | 36,9 | 75,6 | 24,2 | 32,5 | 35,4 | 75 | 23,3 | 33 | 36,2 | 75,9 | 23,8 |
| 23 | 32,4 | 35 | 75,2 | 21,9 | 32,9 | 36,9 | 75,1 | 24,2 | 32,4 | 35,2 | 74,8 | 23,3 | 32,7 | 35,6 | 75,5 | 23,8 |

Fonte: Do autor (2017).

O Anexo C mostra o valor médio das temperaturas de acordo com as parciais em função do tempo. O Gráfico 5 refere-se as temperaturas médias mostradas na Anexo C.

Gráfico 5 - Temperaturas médias obtidas no experimento

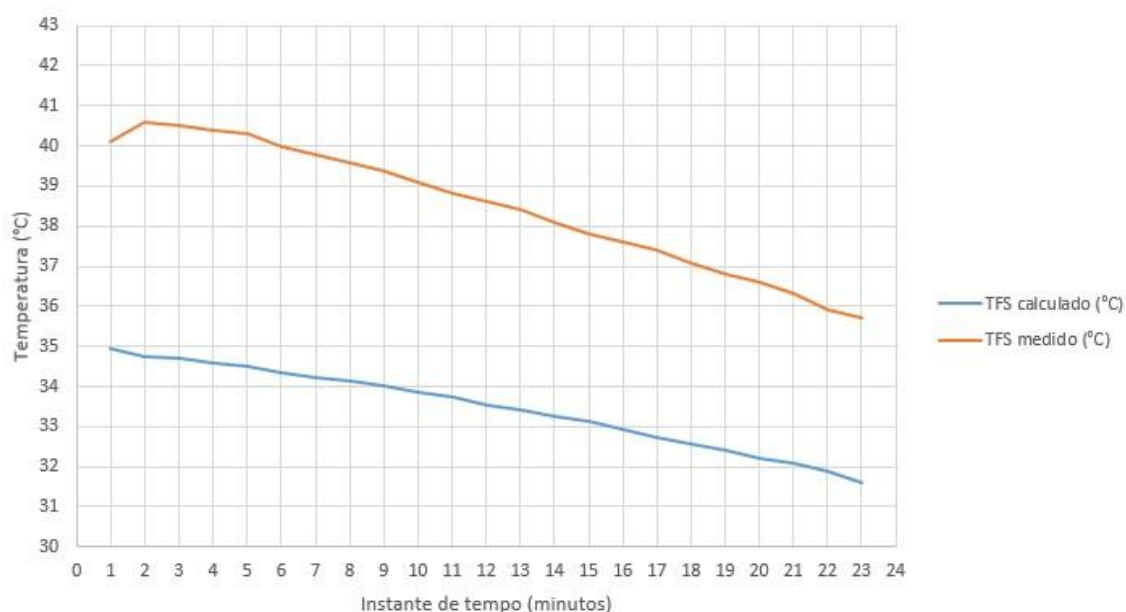


Fonte: Do autor (2017).

4.7 Coleta de parâmetros de saída

Quando comparados os valores da temperatura de água fria de saída calculados e medidos no experimento, é notável a diferença entre um e outro, conforme pode-se observar no Anexo D, que foi gerado de acordo com dados contidos na Tabela 6 e no Anexo C. O comparativo desses valores pode ser observado no Gráfico 6.

Gráfico 6 - Diferença de temperatura de saída do fluido frio obtida no experimento e a temperatura calculada



Fonte: Do autor (2017).

Com base nessa observação investigou-se a possibilidade de que perdas de carga no tubo helicoidal poderiam estar causando interferência nos valores de vazão para o líquido frio, o que explicaria a diferença entre os valores de temperatura calculados e medidos, uma vez que os valores de vazão usados para calcular o valor da temperatura fria de saída foram obtidos a partir da medição das vazões da fonte de água fria, respeitando as alturas de trabalho delimitadas para o trocador de calor, em um momento do presente trabalho em que o protótipo ainda não existia.

Seguindo os procedimentos utilizados no capítulo 4.2, onde foram realizadas coletas de vazão que nortearam o procedimento de cálculo observado no capítulo 4.3, novas coletas de vazão foram realizadas, desta vez levando se em conta a saída da

serpentina (líquido frio) e do casco do trocador (líquido quente), a fim de investigar o efeito da perda de carga na vazão, e a interferência da mesma nos valores de saída da água fria durante o cálculo do balanço térmico.

Para essa etapa de coleta de volume e por consequência obtenção da vazão, valores de tempo para a coleta de volume foram determinados. Para a coleta de volume para o líquido frio o tempo estipulado foi de 22 segundos. Já para a obtenção de volume do líquido quente o valor de tempo estipulado foi de 1 minuto, o mesmo valor utilizado no processo observado no capítulo 4.2.

Já para o procedimento de coleta de vazão na saída do casco, a proveta não pôde ser usada, pois ela ultrapassava a altura de saída do líquido no lado do casco. Dessa forma um recipiente menor foi utilizado para coletar a água, e uma vez cessado o escoamento o líquido coletado era despejado na proveta a fim de averiguar qual o volume do mesmo.

Os valores coletados para a vazão de líquido frio proveniente da saída do tubo helicoidal podem ser observados na Tabela 8.

Tabela 8 - Vazão de fluido frio coletado na saída do tubo helicoidal

| | Volume (l) | Tempo (s) | Vazão (l/s) |
|----------|------------|-----------|-------------|
| Tomada 1 | 0,96 | 22 | 0,0436 |
| Tomada 2 | 0,95 | 22 | 0,0431 |
| Tomada 3 | 0,95 | 22 | 0,0431 |
| Tomada 4 | 0,95 | 22 | 0,0431 |
| Média | 0,95 | 22 | 0,0432 |

Fonte: Do autor (2017).

Na Tabela 9 pode-se observar os valores de vazão obtidos para a saída do casco, sendo que esses valores estão sujeitos as variações de volume da panela, logo os valores da vazão de fluido quente que sai do casco do protótipo variam em função do tempo.

Tabela 9 - Vazões de líquido quente coletados na saída do casco

| Instante (min) | Tomada 1 | | Tomada 2 | | Tomada 3 | | Tomada 4 | | Vazão Média |
|-------------------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|----------------|
| | Vol. (L) | Vazão (L/s) | Vol. (L) | Vazão (L/s) | Vol. (L) | Vazão (L/s) | Vol. (L) | Vazão (L/s) | |
| 1 | 0,96 | 0,0160 | 0,99 | 0,0163 | 0,99 | 0,0165 | 0,98 | 0,0163 | 0,0163 |
| 2 | 0,96 | 0,0160 | 0,97 | 0,0162 | 0,97 | 0,0162 | 0,95 | 0,0158 | 0,0160 |
| 3 | 0,95 | 0,0158 | 0,97 | 0,0162 | 0,96 | 0,0160 | 0,95 | 0,0158 | 0,0160 |
| 4 | 0,94 | 0,0157 | 0,94 | 0,0158 | 0,93 | 0,0155 | 0,94 | 0,0157 | 0,0157 |
| 5 | 0,93 | 0,0155 | 0,93 | 0,0157 | 0,93 | 0,0155 | 0,93 | 0,0155 | 0,0155 |
| 6 | 0,93 | 0,0155 | 0,9 | 0,0152 | 0,92 | 0,0153 | 0,91 | 0,0152 | 0,0153 |
| 7 | 0,93 | 0,0155 | 0,9 | 0,0150 | 0,9 | 0,0150 | 0,9 | 0,0150 | 0,0151 |
| 8 | 0,92 | 0,0153 | 0,9 | 0,0150 | 0,89 | 0,0148 | 0,89 | 0,0148 | 0,0150 |
| 9 | 0,89 | 0,0148 | 0,88 | 0,0148 | 0,89 | 0,0148 | 0,88 | 0,0147 | 0,0148 |
| 10 | 0,88 | 0,0147 | 0,87 | 0,0145 | 0,86 | 0,0143 | 0,88 | 0,0147 | 0,0145 |
| 11 | 0,86 | 0,0143 | 0,87 | 0,0145 | 0,85 | 0,0142 | 0,86 | 0,0143 | 0,0143 |
| 12 | 0,83 | 0,0138 | 0,85 | 0,0143 | 0,83 | 0,0138 | 0,85 | 0,0142 | 0,0140 |
| 13 | 0,81 | 0,0135 | 0,83 | 0,0138 | 0,82 | 0,0137 | 0,84 | 0,0140 | 0,0138 |
| 14 | 0,8 | 0,0133 | 0,82 | 0,0137 | 0,8 | 0,0133 | 0,81 | 0,0135 | 0,0135 |
| 15 | 0,79 | 0,0132 | 0,81 | 0,0135 | 0,81 | 0,0135 | 0,8 | 0,0133 | 0,0134 |
| 16 | 0,77 | 0,0128 | 0,78 | 0,0130 | 0,78 | 0,0130 | 0,78 | 0,0130 | 0,0130 |
| 17 | 0,76 | 0,0127 | 0,77 | 0,0128 | 0,76 | 0,0127 | 0,77 | 0,0128 | 0,0128 |
| 18 | 0,75 | 0,0125 | 0,74 | 0,0122 | 0,76 | 0,0127 | 0,75 | 0,0125 | 0,0125 |
| 19 | 0,73 | 0,0122 | 0,71 | 0,0118 | 0,74 | 0,0123 | 0,73 | 0,0122 | 0,0121 |
| 20 | 0,71 | 0,0118 | 0,7 | 0,0117 | 0,71 | 0,0118 | 0,71 | 0,0118 | 0,0118 |
| 21 | 0,71 | 0,0118 | 0,68 | 0,0113 | 0,7 | 0,0117 | 0,68 | 0,0117 | 0,0116 |
| 22 | 0,68 | 0,0113 | 0,67 | 0,0112 | 0,68 | 0,0113 | 0,66 | 0,0113 | 0,0113 |
| 23 | 0,65 | 0,0108 | 0,64 | 0,0107 | 0,66 | 0,0110 | 0,66 | 0,0110 | 0,0109 |

Fonte: Do autor (2017).

Comparando os valores de vazão registrados nas Tabelas 8 e 9 aos valores registrados nas Tabelas 2 e 3, respectivamente, pode-se observar uma variação na vazão entre o primeiro procedimento de obtenção de dados e o realizado nesta etapa, onde o valor de vazão de líquido frio registrado para a saída da mangueira de

alimentação usada como base no primeiro procedimento é maior que o valor de vazão para o fluido que sai da serpentina do trocador de calor. Em relação ao casco, não foi observada nenhuma variação significativa entre os dados do primeiro processo de coleta de dados e o segundo, logo o casco não gera perda de carga significativa ao processo.

4.8 Cálculos de acordo com os parâmetros de saída

De acordo com os dados obtidos experimentalmente e registrados na Tabela 8 e como as dimensões do protótipo de trocador de calor, um novo procedimento de cálculo foi realizado, a fim de obter-se o valor do coeficiente global de transferência e o coeficiente convectivo para o casco, para cada instante de tempo, para esse protótipo e segundo a forma de operação e utilização descrita no capítulo 4.6, onde: $l = 15\text{m}$, $d_i = 0,0079\text{m}$, $d_o = 0,0095\text{m}$, $R_{di} = 0,0001 \text{ m}^2\text{K/W}$, $R_{de} = 0,0002 \text{ m}^2\text{K/W}$, $a = 0,00475\text{m}$ e $R = 0,055\text{m}$.

Utilizando-se a Equação 17, calcula-se a temperatura da camada limite média, tanto para o líquido frio como para o quente. Esses dados foram utilizados para montar a Tabela 12, com as propriedades para água e para o mosto, de acordo com Incropera et al. (2008) (disponível em ANEXO A). Os valores observados para as propriedades na Tabela 12 referem-se ao instante de tempo 1, onde: $T_{QE} = 80,1^\circ\text{C}$, $T_{FE} = 23,3^\circ\text{C}$, $T_{QS} = 34,9^\circ\text{C}$ e $T_{FS} = 40,1^\circ\text{C}$.

$$T_f = \frac{T_f - T_\infty}{2} = 304,7K$$

$$T_q = \frac{T_q - T_\infty}{2} = 330,5K$$

Tabela 10 - Propriedades para água e para o mosto

| Dados | Água | Mosto |
|-----------|----------------------------|----------------------------|
| CP | 4178 J/kgK | 4184,2 J/kgK |
| Pr | 5,2 | 3,15 |
| μ | 0,000769 Ns/m ² | 0,000489 Ns/m ² |
| \dot{m} | 0,0432 kg/s | 0,0163 kg/s |
| k | 0,620 W/mK | 0,65 W/mK |

Fonte: Do autor (2017).

Com base nos dados da Tabela 10, e utilizando-se as Equações 12 e 13, obtém-se os valores para a transferência de calor, levando em conta o fluido quente (Q_q) e o fluido frio (Q_f).

$$Q_q = \dot{m}_q C_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) = 3082,60 \text{ W}$$

$$Q_f = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) = 3032,22 \text{ W}$$

Uma diferença entre Q_f e Q_q pode ser observada, logo dois valores para o coeficiente global de transferência e coeficiente convectivo do casco são calculados a seguir, um em função do fluido quente (U_q e h_{eq}) e outro em função do fluido frio (U_f e h_{ef}).

Calcula-se os valores de Reynolds para a água fria que escoar pelos tubos helicoidais utilizando-se a Equação 3.

$$Re_d = \frac{4\dot{m}_{fluido}}{\pi d_i \mu_i} = 9058,59$$

Para se calcular o fator de atrito (f), importante no posterior cálculo de Nusselt, utiliza-se a Equação 6.

$$f = (0,790 \ln Re_d - 1,64)^{-2} = 0,03237$$

Em posse do fator de atrito, Nusselt pode ser calculado de acordo a Equação 5, segundo a correlação de Gnielinski.

$$Nu_d = \frac{\left(f/8\right)(Re_d - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(f/8\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} = 64,79$$

Utilizando a Equação 7 pode-se calcular Nusselt de acordo a correlação de Pratt para tubos helicoidais.

$$\frac{Nu_c}{Nu_d} = 1,0 + 3,4\left(a/R\right) = 74,09$$

Por meio da Equação 2 calcula-se o valor para o coeficiente convectivo do fluido no interior dos tubos.

$$h_i = Nu_c \frac{k}{d_i} = 5814,82 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Utilizando as Equações 16, 17 e 18, calcula-se o valores de $\Delta T m l_{cf}$.

$$\Delta T m l_{cf} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}\right)} = 28,4^\circ\text{C}$$

Agora o fator F deve ser obtido através do Gráfico 1. Para isso deve-se calcular os parâmetro P e R , a fim de verificar o fator F no gráfico.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 0,29$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = 2,7$$

Assim o valor para o fator F obtido no Gráfico 1 foi igual a 0,97. Agora utilizando-se a Equação 11 pode-se calcular o valor de $\Delta T m l$.

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml_{cf}} = 27,54^\circ C$$

Reescrevendo a Equação 14, pode-se calcular o coeficiente global de transferência térmica em função do fluido quente (U_q) e do fluido frio (U_f).

$$Q = UA \Delta T_{ml}$$

$$U = \frac{Q}{\pi d_o l \Delta T_{ml}}$$

$$U_q = 309,57 \text{ W/m}^2 K$$

$$U_f = 304,51 \text{ W/m}^2 K$$

Em posse do coeficiente global de transferência, e reescrevendo a Equação 1, obtêm-se os valores para o coeficiente convectivo externo em função do fluido quente (h_{eq}) e em função do fluido frio (h_{ef}).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R''_{d,i} + R''_{d,e} + \frac{1}{h_e}$$

$$h_e = \frac{1}{\left(\frac{1}{U} - \frac{1}{h_i} - R''_{d,i} - R''_{d,e}\right)}$$

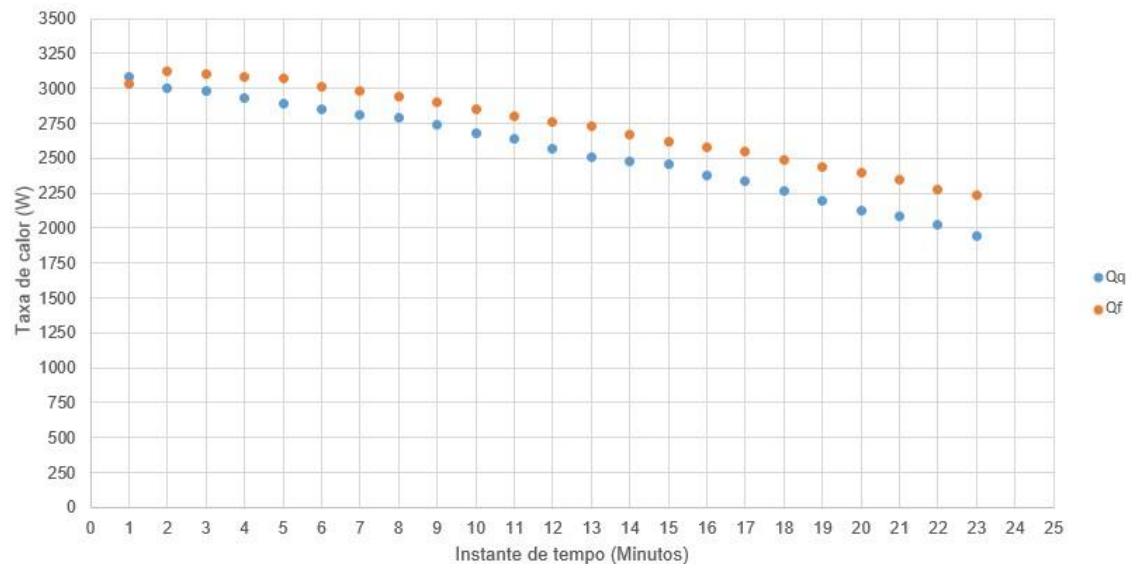
$$h_{eq} = 362,54 \text{ W/m}^2 K$$

$$h_{ef} = 355,62 \text{ W/m}^2 K$$

O procedimento de cálculo descrito nesse capítulo foi realizado segundo a vazão mássica do fluido quente no instante de tempo 1. O ANEXO E, e os Gráficos 7

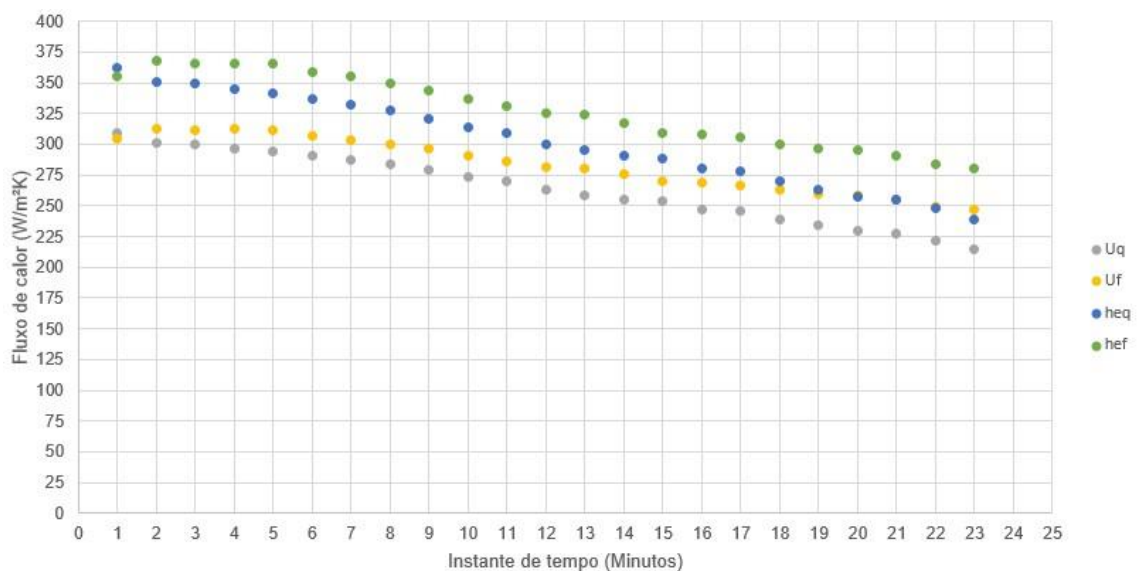
e 8, exibem os valores calculados para os demais instantes de tempo do escoamento da panela, onde o Gráfico 7 exemplifica a distribuição dos valores de Q_q e Q_f para os diferentes instantes de tempo do escoamento de mosto da panela. Já o Gráfico 8 contém os valores para U_q , U_f , h_{eq} e h_{ef} .

Gráfico 7 - Taxa total de transferência de calor



Fonte: Do autor (2017).

Gráfico 8 - Diagrama do coeficiente global de transferência e coeficiente convectivo do casco



Fonte: Do autor (2017).

5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os dados mostrados no ANEXO C também exibidos no Gráfico 5 (capítulo 4.6) referem-se aos valores de temperaturas dos fluídos, obtidos durante os experimentos realizados com o protótipo de trocador de calor desenvolvido durante o curso desse estudo, sendo que temperatura de saída do fluido quente (TQS) é o dado de maior importância, pois este era o parâmetro a ser alcançado, de acordo com o referencial teórico.

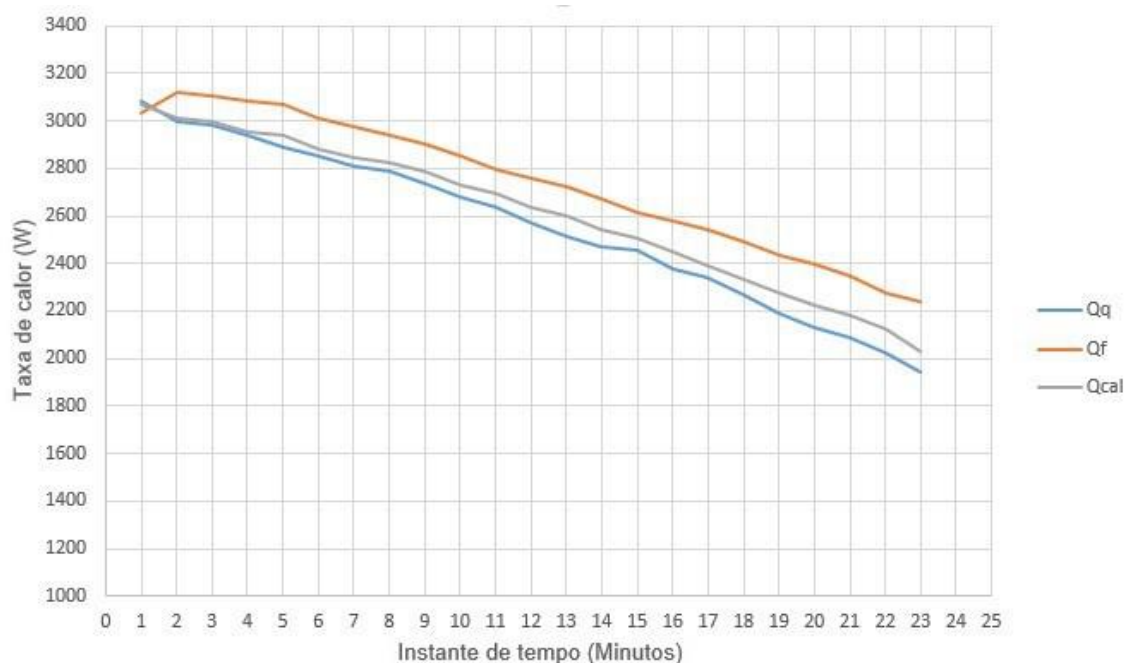
Era exigido que os valores deste parâmetro se situassem numa faixa inferior a 35°C, sendo que entre as análises realizadas em função do tempo mostradas no ANEXO C, apenas em dois momentos essa temperatura ficou acima dos 35°C. Isso aconteceu nos instantes 2 e 3, com valores de 35,2°C para ambos os casos.

O ANEXO F, e os Gráficos 9 e 10 mostram valores para a taxa de transferência de calor e para o coeficiente global de transferência, combinando dados da Tabela 6 e ANEXO E, onde Q_q e Q_f representam, respectivamente, a taxa de transferência de calor em função da vazão do fluido quente e frio, na saída do protótipo e com base nos valores de temperatura dos fluidos coletados durante o experimento, conforme é abordado no capítulo 4.8. Q_{cal} é a taxa calculada no capítulo 4.3, em função das vazões de entrada do trocador de calor e das temperaturas medidas e estimadas segundo referencial teórico. U_q e U_f são os coeficientes globais de transferência calculados no capítulo 4.8 em função dos dados obtidos com os experimentos realizados com o protótipo e U_{cal} é o coeficiente global de transferência calculado no capítulo 4.3 a exemplo do Q_{cal} .

O ANEXO G, assim como o Gráfico 11, mostram valores para o coeficiente convectivo do casco, combinando valores da Tabela 6 e ANEXO E, onde h_{eq} e h_{ef} são os coeficientes convectivos do casco obtidos em função da vazão do fluido quente e frio, respectivamente, na saída do protótipo e com base nos valores de temperatura dos fluidos coletados durante o experimento, conforme é abordado no capítulo 4.8. O parâmetro h_{ecal} é o coeficiente convectivo do casco calculado no capítulo 4.3, em função das vazões de entrada do trocador de calor e das temperaturas medidas e estimadas segundo referencial teórico. O parâmetro h_{ecal} foi obtido por meio das aproximações e considerações propostas no processo de cálculo inicial, as quais foram baseadas na disposição e nas medidas do tubo de resfriamento.

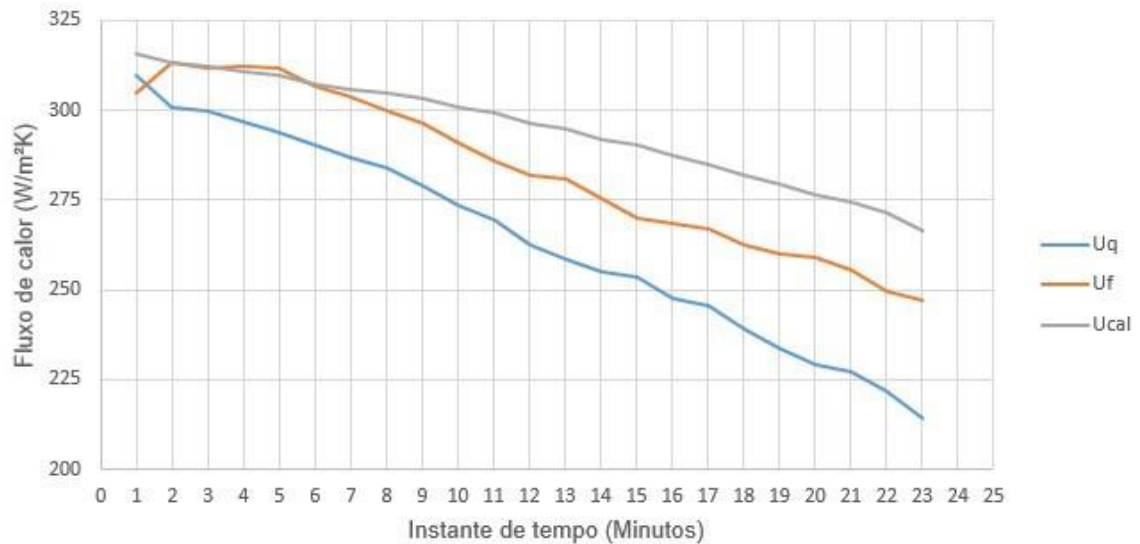
Os parâmetros Q_{cal} , U_{cal} e h_{ecal} foram utilizados na fase de dimensionamento do trocador de calor, e serviram de base para a tomada de decisões quanto ao comprimento do tubo de resfriamento.

Gráfico 9 - Taxas de transferência de calor



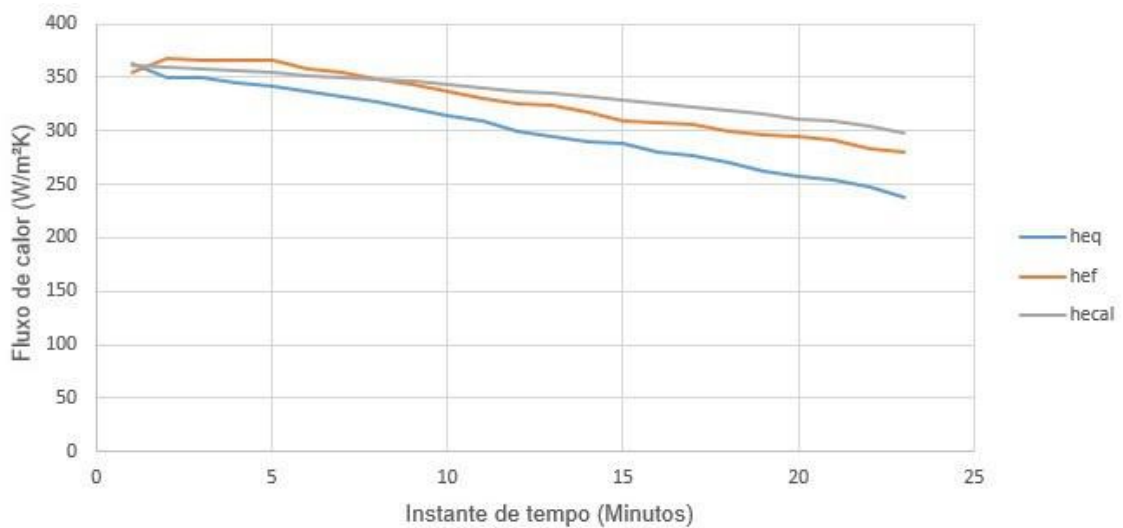
Fonte: Do autor (2017).

Gráfico 10 - Coeficientes globais de transferência



Fonte: Do autor (2017).

Gráfico 11 - Coeficientes convectivos do casco



Fonte: Do autor (2017).

Nota-se, com base nos ANEXOS F e G, ou mesmo nos Gráficos 9, 10 e 11, que os valores para a taxa de transferência de calor calculada, para o coeficiente global de transferência calculados e para os coeficientes convectivos do casco não diferem muito dos parâmetros Q_q , Q_f , U_q , U_f , h_{eq} e h_{ef} , que foram obtidos após os experimentos realizados, o que mostra que as aproximações utilizadas na fase de

cálculo, principalmente aquelas que levaram ao cálculo do coeficiente convectivo do casco, se mostram eficientes.

A variação mais significativa entre dados calculados e obtidos nos experimentos ocorreu em relação a temperatura de saída do líquido frio, conforme pode ser observado no Gráfico 6 mostrado no capítulo 4.7, isso ocorreu em função da perda de carga gerada pelo tubo helicoidal, o que causou uma diferença na vazão entre a saída da fonte de água fria e a saída do trocador de calor, logo esse fato gerou uma diferença entre os cálculos iniciais e os dados experimentais em relação a esse parâmetro.

Outra variação observada refere-se aos parâmetros Q_q e Q_f e por consequência U_q , U_f , h_{eq} e h_{ef} . Esses dados foram calculados em função das temperaturas obtidas no experimento e das vazões de saída do protótipo. A existência de uma diferença entre Q_q e Q_f , pode ter relação com perdas de calor através da parede do casco para a vizinhança. Segundo Incropera et al. (2008), o uso do método da diferença de temperatura média logarítmica exige que não haja perdas térmicas para a vizinhança, e embora tenha sido usado um casco com características isolantes, alguma perda de calor pode ter sido registrada.

Segundo Çengel e Ghajar (2014), o menor valor para o coeficiente convectivo obtido para o cálculo do coeficiente global de transferência, será o valor que exercerá mais influência neste cálculo. Isso pode ser observado no Gráfico 8 (capítulo 4.8), que mostra os coeficientes convectivos do casco (h_{eq} e h_{ef}), que tiveram valores menores em comparação ao coeficiente convectivo dos tubos (h_i) e os coeficientes globais de transferência de calor (U_q e U_f) obtidos a partir de dados coletados na fase de experimentos.

A fabricação de um casco feito em aço inoxidável AISI 304, conforme o especificado durante a fase de desenvolvimento e projeto 3d é um passo interessante a ser dado na sequência desse trabalho, avaliando como o uso desse material interfere no processo de transferência térmica, uma vez que esse material poderia facilitar a troca térmica entre o casco e o ambiente.

6 CONCLUSÃO

O principal objetivo do presente trabalho é dimensionar e fabricar um trocador de calor para ser utilizado no processo de resfriamento de mosto de cerveja artesanal que seja desmontável, visando facilitar as manutenções preventivas às incrustações. A temperatura de saída de líquido quente deve ser menor ou igual a 35°C, o que viabilizaria o uso de tal dispositivo para o resfriamento de mosto de cerveja.

De acordo com os valores obtidos para a temperatura de saída do fluido quente durante os experimentos com o protótipo, pode-se concluir que o dispositivo proposto pode ser usado no processo de resfriamento de mosto de cerveja artesanal, desde que os procedimentos de operação e as alturas de montagem do mesmo, em relação a sua fonte de mosto, sejam seguidas de acordo com o descrito neste trabalho, uma vez que qualquer alteração nesse aspecto resultaria em vazões diferentes, causando alterações no processo de resfriamento do dispositivo.

As convenções feitas no decorrer do processo de cálculo, visando a obtenção do coeficiente convectivo do casco se mostraram acertadas, visto a proximidade entre os valores das temperaturas calculadas e obtidas por meio do experimento realizado com o protótipo.

A possibilidade de desmontar o trocador de calor para realização de manutenções é um parâmetro que norteou o processo de desenvolvimento do trocador de calor, influenciando inclusive na escolha do tipo de trocador de calor a ser projetado e na montagem dos elementos que constituem esse trocador de calor. Durante a fase de dimensionamento ficou constatado que removendo apenas três

parafusos e fazendo um pouco de pressão é possível separar a tampa, a serpentina e o casco, permitindo assim o acesso à superfície interna do casco e à superfície externa da serpentina, facilitando assim a realização de manutenções preventivas.

A utilidade da possibilidade de desmontar parte do trocador de calor dependerá do usuário e do seu cuidado quanto a prevenir a ocorrência de incrustações na superfície externa do tubo helicoidal e na superfície interna do caso, que são os elementos do dispositivo que ficam em contato com o mosto. O usuário pode optar por usar ou não essa característica do dispositivo, uma vez que trocador permite a utilização de certos produtos para a limpeza, tais como: água fervente, vinagre de maçã, vinho, vinagre destilado e esterilizadores ácidos-básicos.

O processo de desmontar o trocador de calor desenvolvido nesse trabalho não requer grandes habilidades do usuário, mas a limpeza física do lado externo do tubo helicoidal, que é um fator importante na prevenção a incrustações, pode exigir o uso de utensílios especiais, como, por exemplo, escovas para limpeza de garrafas de diferentes tamanhos. Mas o fato de que se pode ter acesso fácil a superfície externa do tubo helicoidal pode facilitar o enxague e secagem do mesmo após a limpeza com determinados produtos. Essa característica permite também que a área externa do tubo helicoidal construído em alumínio seja limpo com o uso de esterilizadores a base de cloro e a base de iodo, sendo que deve-se evitar utilizar esses produtos no casco de aço inoxidável, logo para o uso dos mesmos é necessário separar o tubo do casco.

REFERÊNCIAS

ALVES, Diego P. **Estudo experimental da transferência de calor em um modelo de fermentador de mosto para produção de cerveja artesanal**. 2015. Monografia (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Demec, UFRGS, Porto Alegre, jun. 2015.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DA CERVEJA – CERVBRASIL. 2015. Disponível em: <[http://www.cervbrasil.org.br/arquivos/ ANUARIO_CB_2015_WEB.pdf](http://www.cervbrasil.org.br/arquivos/ANUARIO_CB_2015_WEB.pdf)>. Acesso em: 10 set. 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ALUMÍNIO – ABAL. **Fundamentos e aplicações do alumínio**. São Paulo. 2007.

BAMFORTH, Charles W. **Food, fermentation and micro-organisms**. Ames: Blackwell Science, 2005. E-book. Disponível em: <http://samples.sainsburysebooks.co.uk/9780470995266_sample_387663.pdf>. Acesso em: 22 out. 2016.

BERMO VÁLVULAS E EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA. **Limpeza CIP: é possível fazer limpeza sem abrir os trocadores de calor a placas**. Blumenau, 2013. Disponível em: <<http://www.bermo.com.br/wp-content/uploads/2016/03/Limpeza-de-Trocadores-de-Calor-a-Placas-CIP-BERMO.pdf?643b7a>>. Acesso em: 15 out. 2016.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: Blucher, 2009.

CARDOSO, Pedro Henrique Gameiro. **Projeto de trocador de calor casco e tubo para resfriamento de óleo resíduo**. 2014. Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, UFRJ, Rio de Janeiro, fev. 2014.

ÇENGEL, Yunus A; GHAJAR, Afshin J. **Heat and mass transfer: fundamentals & applications**. 5th. ed. New York: Mcgraw Education, 2014.

CHEMIN, Beatris Francisca. **Manual da Univates para trabalhos acadêmicos**. 3. ed. Lajeado: Univates, 2015.

CLERCK, J. A. "Textbook of Brewing", Londres: Chapman & Hall, 1958.

COSTA, C. R. **Importância de um controle microbiológico por agentes químicos de cantinas industriais**. Curitiba, 1994.

EMBRAR. **Dados de produtos**. Caxias do Sul, 2015. Disponível em: <<http://embrar.com.br/produtos/789/tubo-de-aluminio-3-8-952mm-panqueca-15m/>>. Acesso em: 08 fev. 2017.

FULL GAUGE CONTROLS. **Manual de produto**. Porto Alegre, 2015. Disponível em: <<http://www.fullgauge.com.br/manual-de-produto-45>>. Acesso em: 13 abr. 2017.

GONÇALVES, Giselle Aline dos Santos. **Estudo comparativo da resistência à corrosão dos aços inoxidáveis AISI 304 e 444 em soluções detergentes e sanitizantes da indústria de refrigerantes**. 2011. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Química, Universidade Federal de Minas Gerais, Novembro de 2011.

HUGHES, Greg. **Cerveja feita em casa**. São Paulo: Publifolha, 2014.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. 2nd. ed. New York: Crc Press, 2002.

KERN, Donald Q. **Process heat transfer**. Singapore: McGraw-Hill Book Company, 1965.

KUNZE, Wolfgang. **Tecnología para cerveceros y malteros**. Berlin: VLB, 2006.

LIMBERGER, Rodrigo Prestes. **Sistema de resfriamento de mosto de cerveja em processos artesanais**. 2013. Monografia (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, jun. 2013.

LUCCA, Rafael Kamura de. **Projeto, construção e ensaio de um trocador de calor de placas paralelas polimérico para pasteurização de mosto de cerveja**. 2013. Monografia (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, out. 2013.

MACEDO, Fernando Graeff. **Dimensionamento de um trocador de calor duplo tubo para resfriamento do mosto na fabricação de cerveja artesanal**. 2012. Monografia (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, jun. 2012.

PALMER, John J. **How to brew**. Natl Book Network, 2006.

SILVA JÚNIOR, José de Arimatéia da. **Análise de um trocador de calor tipo serpentina de uma planta de hipoclorito de sódio**. 2016. Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

SILVA, Edna Lúcia de; MENEZES, Estera Muszkat. **Metodologia da pesquisa e elaboração de dissertação**. 4. ed. rev. e atual. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2005.

SLEMER, Octavio Augusto. **Os prazeres da cerveja**. São Paulo: Makron Books, 1995.

VENTURINI, Waldemar Gastoni Filho. **Tecnologia de bebidas**. Rio de Janeiro: Blucher, 2005.

ANEXOS

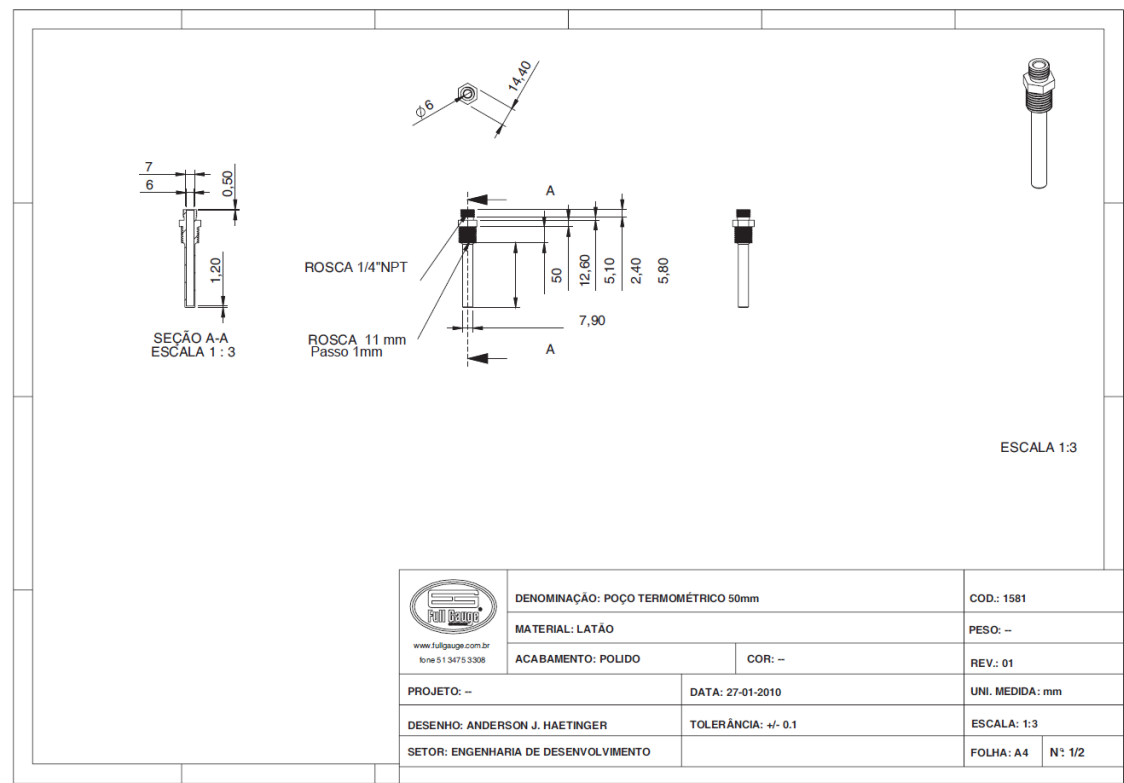
ANEXO A - Propriedades termofísicas da água saturada

TABELA A.6 Propriedades termofísicas da água saturada^a

| Temperatura, T (K) | Pressão, p (bars) ^b | Volume Específico (m ³ /kg) | | Calor de Vaporização, h_{fg} (kJ/kg) | Calor Específico (kJ/(kg · K)) | | Viscosidade (N · s/m ²) | | Condutividade Térmica (W/(m · K)) | | Número de Prandtl | | Tensão Superficial, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m) | Coeficiente de Expansão, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹) | Temperatura, T (K) |
|-------------------------|-------------------------------------|---|-------|--|-----------------------------------|-----------|--|--------------------|--------------------------------------|------------------|-------------------|--------|---|--|-------------------------|
| | | $v_f \cdot 10^3$ | v_g | | $c_{p,f}$ | $c_{p,g}$ | $\mu_f \cdot 10^6$ | $\mu_g \cdot 10^6$ | $k_f \cdot 10^3$ | $k_g \cdot 10^3$ | Pr_f | Pr_g | | | |
| 273,15 | 0,00611 | 1,000 | 206,3 | 2502 | 4,217 | 1,854 | 1750 | 8,02 | 569 | 18,2 | 12,99 | 0,815 | 75,5 | -68,05 | 273,15 |
| 275 | 0,00697 | 1,000 | 181,7 | 2497 | 4,211 | 1,855 | 1652 | 8,09 | 574 | 18,3 | 12,22 | 0,817 | 75,3 | -32,74 | 275 |
| 280 | 0,00990 | 1,000 | 130,4 | 2485 | 4,198 | 1,858 | 1422 | 8,29 | 582 | 18,6 | 10,26 | 0,825 | 74,8 | 46,04 | 280 |
| 285 | 0,01387 | 1,000 | 99,4 | 2473 | 4,189 | 1,861 | 1225 | 8,49 | 590 | 18,9 | 8,81 | 0,833 | 74,3 | 114,1 | 285 |
| 290 | 0,01917 | 1,001 | 69,7 | 2461 | 4,184 | 1,864 | 1080 | 8,69 | 598 | 19,3 | 7,56 | 0,841 | 73,7 | 174,0 | 290 |
| 295 | 0,02617 | 1,002 | 51,94 | 2449 | 4,181 | 1,868 | 959 | 8,89 | 606 | 19,5 | 6,62 | 0,849 | 72,7 | 227,5 | 295 |
| 300 | 0,03531 | 1,003 | 39,13 | 2438 | 4,179 | 1,872 | 855 | 9,09 | 613 | 19,6 | 5,83 | 0,857 | 71,7 | 276,1 | 300 |
| 305 | 0,04712 | 1,005 | 29,74 | 2426 | 4,178 | 1,877 | 769 | 9,29 | 620 | 20,1 | 5,20 | 0,865 | 70,9 | 320,6 | 305 |
| 310 | 0,06221 | 1,007 | 22,93 | 2414 | 4,178 | 1,882 | 695 | 9,49 | 628 | 20,4 | 4,62 | 0,873 | 70,0 | 361,9 | 310 |
| 315 | 0,08132 | 1,009 | 17,82 | 2402 | 4,179 | 1,888 | 631 | 9,69 | 634 | 20,7 | 4,16 | 0,883 | 69,2 | 400,4 | 315 |
| 320 | 0,1053 | 1,011 | 13,98 | 2390 | 4,180 | 1,895 | 577 | 9,89 | 640 | 21,0 | 3,77 | 0,894 | 68,3 | 436,7 | 320 |
| 325 | 0,1351 | 1,013 | 11,06 | 2378 | 4,182 | 1,903 | 528 | 10,09 | 645 | 21,3 | 3,42 | 0,901 | 67,5 | 471,2 | 325 |
| 330 | 0,1719 | 1,016 | 8,82 | 2366 | 4,184 | 1,911 | 489 | 10,29 | 650 | 21,7 | 3,15 | 0,908 | 66,6 | 504,0 | 330 |
| 335 | 0,2167 | 1,018 | 7,09 | 2354 | 4,186 | 1,920 | 453 | 10,49 | 656 | 22,0 | 2,88 | 0,916 | 65,8 | 535,5 | 335 |
| 340 | 0,2713 | 1,021 | 5,74 | 2342 | 4,188 | 1,930 | 420 | 10,69 | 660 | 22,3 | 2,66 | 0,925 | 64,9 | 566,0 | 340 |
| 345 | 0,3372 | 1,024 | 4,683 | 2329 | 4,191 | 1,941 | 389 | 10,89 | 664 | 22,6 | 2,45 | 0,933 | 64,1 | 595,4 | 345 |
| 350 | 0,4163 | 1,027 | 3,846 | 2317 | 4,195 | 1,954 | 365 | 11,09 | 668 | 23,0 | 2,29 | 0,942 | 63,2 | 624,2 | 350 |
| 355 | 0,5100 | 1,030 | 3,180 | 2304 | 4,199 | 1,968 | 343 | 11,29 | 671 | 23,3 | 2,14 | 0,951 | 62,3 | 652,3 | 355 |
| 360 | 0,6209 | 1,034 | 2,645 | 2291 | 4,203 | 1,983 | 324 | 11,49 | 674 | 23,7 | 2,02 | 0,960 | 61,4 | 679,9 | 360 |
| 365 | 0,7514 | 1,038 | 2,212 | 2278 | 4,209 | 1,999 | 306 | 11,69 | 677 | 24,1 | 1,91 | 0,969 | 60,5 | 707,1 | 365 |
| 370 | 0,9040 | 1,041 | 1,861 | 2265 | 4,214 | 2,017 | 289 | 11,89 | 679 | 24,5 | 1,80 | 0,978 | 59,5 | 728,7 | 370 |
| 373,15 | 1,0133 | 1,044 | 1,679 | 2257 | 4,217 | 2,029 | 279 | 12,02 | 680 | 24,8 | 1,76 | 0,984 | 58,9 | 750,1 | 373,15 |
| 375 | 1,0815 | 1,045 | 1,574 | 2252 | 4,220 | 2,036 | 274 | 12,09 | 681 | 24,9 | 1,70 | 0,987 | 58,6 | 761 | 375 |
| 380 | 1,2869 | 1,049 | 1,337 | 2239 | 4,226 | 2,057 | 260 | 12,29 | 683 | 25,4 | 1,61 | 0,999 | 57,6 | 788 | 380 |
| 385 | 1,5233 | 1,053 | 1,142 | 2225 | 4,232 | 2,080 | 248 | 12,49 | 685 | 25,8 | 1,53 | 1,004 | 56,6 | 814 | 385 |
| 390 | 1,794 | 1,058 | 0,980 | 2212 | 4,239 | 2,104 | 237 | 12,69 | 686 | 26,3 | 1,47 | 1,013 | 55,6 | 841 | 390 |
| 400 | 2,455 | 1,067 | 0,731 | 2183 | 4,256 | 2,158 | 217 | 13,05 | 688 | 27,2 | 1,34 | 1,033 | 53,6 | 896 | 400 |
| 410 | 3,302 | 1,077 | 0,553 | 2153 | 4,278 | 2,221 | 200 | 13,42 | 688 | 28,2 | 1,24 | 1,054 | 51,5 | 952 | 410 |
| 420 | 4,370 | 1,088 | 0,425 | 2123 | 4,302 | 2,291 | 185 | 13,79 | 688 | 29,8 | 1,16 | 1,075 | 49,4 | 1010 | 420 |
| 430 | 5,699 | 1,099 | 0,331 | 2091 | 4,331 | 2,369 | 173 | 14,14 | 685 | 30,4 | 1,09 | 1,10 | 47,2 | | 430 |

Fonte: Incropera et al. (2008, p. 919).

ANEXO B - Dimensões do poço termométrico



Fonte: Full Gauge Controls (2015).

ANEXO C - Média das temperaturas em função do tempo

| t (min) | Média | | | |
|---------|----------|----------|----------|----------|
| | TQS (°C) | TFS (°C) | TQE (°C) | TFE (°C) |
| 1 | 34,9 | 40,1 | 80,1 | 23,3 |
| 2 | 35,2 | 40,6 | 80,0 | 23,3 |
| 3 | 35,2 | 40,5 | 79,8 | 23,3 |
| 4 | 35 | 40,4 | 79,7 | 23,3 |
| 5 | 34,9 | 40,3 | 79,5 | 23,3 |
| 6 | 34,8 | 40,0 | 79,4 | 23,3 |
| 7 | 34,7 | 39,8 | 79,2 | 23,3 |
| 8 | 34,7 | 39,6 | 79,1 | 23,3 |
| 9 | 34,7 | 39,4 | 78,9 | 23,3 |
| 10 | 34,6 | 39,1 | 78,8 | 23,3 |
| 11 | 34,5 | 38,8 | 78,6 | 23,3 |
| 12 | 34,5 | 38,6 | 78,4 | 23,3 |
| 13 | 34,4 | 38,4 | 77,9 | 23,3 |
| 14 | 34,2 | 38,1 | 78,0 | 23,3 |
| 15 | 34,1 | 37,8 | 77,9 | 23,3 |
| 16 | 33,9 | 37,6 | 77,6 | 23,3 |
| 17 | 33,7 | 37,4 | 77,4 | 23,3 |
| 18 | 33,6 | 37,1 | 77,0 | 23,3 |
| 19 | 33,3 | 36,8 | 76,7 | 23,3 |
| 20 | 33,1 | 36,6 | 76,3 | 23,3 |
| 21 | 32,9 | 36,3 | 75,9 | 23,3 |
| 22 | 32,7 | 35,9 | 75,5 | 23,3 |
| 23 | 32,6 | 35,7 | 75,2 | 23,3 |

ANEXO D - Temperatura fria de saída calculada e medida

| Instante (min) | TFS calculado (°C) | TFS medido (°C) |
|----------------|--------------------|-----------------|
| 1 | 34,95 | 40,1 |
| 2 | 34,76 | 40,6 |
| 3 | 34,71 | 40,5 |
| 4 | 34,59 | 40,4 |
| 5 | 34,52 | 40,3 |
| 6 | 34,34 | 40,0 |
| 7 | 34,22 | 39,8 |
| 8 | 34,16 | 39,6 |
| 9 | 34,04 | 39,4 |
| 10 | 33,85 | 39,1 |
| 11 | 33,73 | 38,8 |
| 12 | 33,55 | 38,6 |
| 13 | 33,43 | 38,4 |
| 14 | 33,24 | 38,1 |
| 15 | 33,12 | 37,8 |
| 16 | 32,94 | 37,6 |
| 17 | 32,75 | 37,4 |
| 18 | 32,57 | 37,1 |
| 19 | 32,39 | 36,8 |
| 20 | 32,2 | 36,6 |
| 21 | 32,08 | 36,3 |
| 22 | 31,9 | 35,9 |
| 23 | 31,59 | 35,7 |

Fonte: Do autor (2017).

ANEXO E - Dados calculados em função dos experimentos

| Instante (min) | Qq (W) | Qf (W) | Uq (W/m²K) | Uf (W/m²K) | heq (W/m²K) | hef (W/m²K) |
|-------------------|-----------|-----------|---------------|---------------|----------------|----------------|
| 1 | 3082,60 | 3032,22 | 309,57 | 304,51 | 362,54 | 355,62 |
| 2 | 2999,09 | 3122,47 | 300,827 | 313,203 | 350,61 | 367,53 |
| 3 | 2985,70 | 3104,42 | 299,93 | 311,87 | 349,4 | 365,7 |
| 4 | 2936,29 | 3086,37 | 296,99 | 312,173 | 345,41 | 366,11 |
| 5 | 2892,41 | 3068,32 | 294,01 | 311,89 | 341,38 | 365,73 |
| 6 | 2855,08 | 3014,18 | 290,34 | 306,52 | 336,44 | 358,36 |
| 7 | 2811,44 | 2978,08 | 286,90 | 303,90 | 331,832 | 354,79 |
| 8 | 2786,54 | 2941,98 | 283,93 | 299,76 | 327,86 | 349,16 |
| 9 | 2737,01 | 2905,88 | 278,88 | 296,09 | 321,15 | 344,18 |
| 10 | 2681,53 | 2851,74 | 273,35 | 290,70 | 313,85 | 336,93 |
| 11 | 2638,56 | 2797,72 | 269,52 | 285,78 | 309,04 | 330,60 |
| 12 | 2571,48 | 2761,62 | 262,67 | 282,09 | 300,06 | 325,68 |
| 13 | 2511,65 | 2725,52 | 258,65 | 280,67 | 294,83 | 323,80 |
| 14 | 2474 | 2671,37 | 255,05 | 275,40 | 290,17 | 316,80 |
| 15 | 2455,67 | 2617,22 | 253,32 | 269,98 | 287,92 | 309,65 |
| 16 | 2376,93 | 2581,12 | 247,38 | 268,63 | 280,27 | 307,87 |
| 17 | 2340,36 | 2545,02 | 245,39 | 266,85 | 277,73 | 305,54 |
| 18 | 2269,82 | 2490,88 | 239,26 | 262,57 | 269,90 | 299,93 |
| 19 | 2192,21 | 2436,84 | 233,76 | 259,84 | 263,06 | 296,57 |
| 20 | 2127,96 | 2400,75 | 229,39 | 258,80 | 257,57 | 295,34 |
| 21 | 2086,46 | 2346,61 | 227,07 | 255,38 | 254,67 | 290,83 |
| 22 | 2022,99 | 2274,43 | 221,95 | 249,54 | 248,28 | 283,31 |
| 23 | 1942,22 | 2238,34 | 214,30 | 246,98 | 238,46 | 280,03 |

Fonte: Do autor (2017).

ANEXO F - Taxas e coeficientes globais de transferências calculados

| Instante (min) | Qq (W) | Qf (W) | Qcal (W) | Uq (W/m²K) | Uf (W/m²K) | Ucal (W/m²K) |
|-------------------|-----------|-----------|-------------|---------------|---------------|-----------------|
| 1 | 3082,60 | 3032,22 | 3068,96 | 309,57 | 304,51 | 315,40 |
| 2 | 2999,09 | 3122,47 | 3012,48 | 300,827 | 313,203 | 313,03 |
| 3 | 2985,71 | 3104,42 | 2993,65 | 299,93 | 311,87 | 312,23 |
| 4 | 2936,29 | 3086,37 | 2955,99 | 296,99 | 312,173 | 310,63 |
| 5 | 2892,40 | 3068,32 | 2937,17 | 294,01 | 311,89 | 309,82 |
| 6 | 2855,08 | 3014,18 | 2880,68 | 290,34 | 306,52 | 307,38 |
| 7 | 2811,44 | 2978,08 | 2843,03 | 286,90 | 303,90 | 305,74 |
| 8 | 2786,54 | 2941,98 | 2824,21 | 283,93 | 299,76 | 304,91 |
| 9 | 2737,01 | 2905,88 | 2786,54 | 278,88 | 296,09 | 303,24 |
| 10 | 2681,53 | 2851,74 | 2730,06 | 273,35 | 290,70 | 300,72 |
| 11 | 2638,56 | 2797,72 | 2692,40 | 269,52 | 285,78 | 299,02 |
| 12 | 2571,48 | 2761,62 | 2635,92 | 262,67 | 282,09 | 296,43 |
| 13 | 2511,65 | 2725,52 | 2598,26 | 258,65 | 280,67 | 294,69 |
| 14 | 2474 | 2671,37 | 2541,78 | 255,05 | 275,40 | 292,04 |
| 15 | 2455,67 | 2617,22 | 2504,12 | 253,32 | 269,98 | 290,26 |
| 16 | 2376,93 | 2581,12 | 2447,64 | 247,38 | 268,63 | 287,55 |
| 17 | 2340,36 | 2545,02 | 2391,16 | 245,39 | 266,85 | 284,80 |
| 18 | 2269,82 | 2490,88 | 2334,67 | 239,26 | 262,57 | 282,01 |
| 19 | 2192,21 | 2436,84 | 2278,19 | 233,76 | 259,84 | 279,18 |
| 20 | 2127,96 | 2400,75 | 2221,70 | 229,39 | 258,80 | 276,29 |
| 21 | 2086,46 | 2346,61 | 2184,05 | 227,07 | 255,38 | 274,35 |
| 22 | 2022,99 | 2274,43 | 2127,56 | 221,95 | 249,54 | 271,39 |
| 23 | 1942,22 | 2238,34 | 2033,42 | 214,30 | 246,98 | 266,34 |

Fonte: Do autor (2017).

ANEXO G - Comparativo entre os coeficientes convectivos do casco

| Instante | h_{eq} | h_{ef} | h_{ecal} |
|----------|----------|----------|------------|
| 1 | 362,54 | 355,62 | 362 |
| 2 | 350,61 | 367,53 | 358,95 |
| 3 | 349,4 | 365,7 | 357,90 |
| 4 | 345,41 | 366,11 | 355,79 |
| 5 | 341,38 | 365,73 | 354,74 |
| 6 | 336,44 | 358,36 | 351,54 |
| 7 | 331,83 | 354,79 | 349,39 |
| 8 | 327,86 | 349,16 | 348,31 |
| 9 | 321,15 | 344,18 | 346,14 |
| 10 | 313,85 | 336,93 | 342,85 |
| 11 | 309,04 | 330,6 | 340,64 |
| 12 | 300,06 | 325,68 | 337,29 |
| 13 | 294,83 | 323,8 | 335,04 |
| 14 | 290,17 | 316,8 | 331,62 |
| 15 | 287,92 | 309,65 | 329,32 |
| 16 | 280,27 | 307,87 | 325,84 |
| 17 | 277,73 | 305,54 | 322,32 |
| 18 | 269,9 | 299,93 | 318,75 |
| 19 | 263,06 | 296,57 | 315,13 |
| 20 | 257,57 | 295,34 | 311,46 |
| 21 | 254,67 | 290,83 | 308,99 |
| 22 | 248,28 | 283,31 | 305,24 |
| 23 | 238,46 | 280,03 | 298,87 |

Fonte: Do autor (2017).